

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Institut dopravy

Návrh a uložení diferenciálu a hnacích hřídelů Formule SAE

Design and Suspension of Formula SAE Axle Differential and
Drive Shafts

Student: Bc. Jan Horák

Vedoucí diplomové práce: Ing. Michal Richtář

Ostrava 2014

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Institut dopravy

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jan Horák**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2301T003 Dopravní technika a technologie
Specializace: 20 Silniční doprava
Téma: **Návrh a uložení diferenciálu a hnacích hřídelů Formule SAE**
Design and Suspension of Formula SAE Axle Differential and Drive Shafts

Zásady pro vypracování:

1. Úvod
2. Analýza legislativních požadavků
3. Teoretický rozbor problému
4. Návrh a uložení diferenciálu
5. Návrh a uložení hnacích hřídelů
6. Závěr

Seznam doporučené odborné literatury:

Matějka, R.: Vozidla silniční dopravy II, Bratislava: ALFA Bratislava, 1990, ISBN 80-7100-074-4
Vlk, F.: Motorová vozidla I, Brno: VUT Brno, 1989, ISBN 80-214-0038-2
Kovanda, J., Resl, I., Socha, J.: Konstrukce automobilů. Praha: ČVUT, Praha, 1997. 120 pp., ISBN 80-01-01624-2
Apetaur, M., Stejskal, V.: Motorová vozidla VI. Praha: ČVUT, Praha, 1991.
Šalamoun, C.: Motorová vozidla IV ČVUT Praha, 1991
Svoboda, J.: Teorie dopravních prostředků, Praha: ČVUT Praha, 2000, ISBN 80-01-01613-7

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Michal Richtář**

Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014



doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

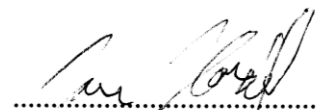
V Ostravě 19.5. 2014

.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- ☐ jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- ☐ беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- ☐ souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- ☐ было́ с́jednáv́ано, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- ☐ было́ с́jednáv́ано, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- ☐ беру на ве́домі́, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 19.5.2014


.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce: Jan Horák

Adresa trvalého pobytu autora práce: Petruškova 2764/16 Ostrava, 700 30

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

HORÁK, J.: *Návrh a uložení diferenciálu a hnacích hřídelů Formule SAE: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2014, 60s. Vedoucí práce: Ing. Michal Richtář

Diplomová práce se zabývá návrhem uložení diferenciálu a problematikou hnacích hřídelů prototypu Formule SAE. Úvodní část práce je věnována teoretickému rozboru problémů, souvisejících s návrhy. Na základě rozměrů zástavbového prostoru rámu formule, jsou vytvořeny návrhy uložení diferenciálu a následně je provedena jejich pevnostní analýza. Na konci práce je uveden vzorový výpočet návrhu drážkovaných hřídelů, který vychází z kontroly na otlačení drážek.

Klíčová slova: diferenciál, hnací hřídel, klouby

ANNOTATION OF MASTER THESIS

HORÁK, J.: *Design and Suspension of Formula SAE Axle Differential and DriveShafts: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of Transport, 2014, 60p. Thesis head: Ing. Michal Richtář

The master thesis deals with the imposition of differential and drive shafts issues of the prototype Formula SAE. The first part is devoted to theoretical analysis of the problems associated with the designs. Based on the dimensions of formula frame space are created differential mounts designs and subsequently made their strength analysis. In the end of thesis is a sample calculation of the proposal splined shaft, which is based on the deformation of splines.

Key words: differential, driveshaft, joints

Obsah

| | |
|--|----|
| Seznam použitých zkratk a symbolů..... | 8 |
| 1. Úvod..... | 9 |
| 2. Analýza legislativních požadavků..... | 10 |
| 2.1. Pravidla Formule SAE | 10 |
| 2.1.1. Požadavky na hnací ústrojí | 10 |
| 2.1.2. Ochrana zdraví | 10 |
| 2.1.3. Ochrana životního prostředí..... | 11 |
| 3. Teoretický rozbor problému..... | 12 |
| 3.1. Diferenciál | 12 |
| 3.1.1. Princip činnosti diferenciálu | 12 |
| 3.1.2. Rozdělení diferenciálu | 13 |
| 3.2. Hnací hřídele..... | 19 |
| 3.3. Hnací klouby..... | 20 |
| 4. Návrh uložení diferenciálu | 24 |
| 4.1. Analýza současných řešení..... | 24 |
| 4.2. Výchozí podmínky návrhu | 27 |
| 4.3. Realizace návrhů a jejich analýza | 28 |
| 4.3.1. Varianta č. 1 | 29 |
| 4.3.2. Varianta č. 2 | 31 |
| 4.3.3. Varianta č. 3 | 33 |
| 4.3.4. Varianta č. 4 | 35 |
| 4.3.5. Varianta č. 5 | 36 |
| 4.3.6 Pevnostní analýza návrhů | 38 |
| 4.3.6.1. Úprava modelů | 38 |
| 4.3.6.2. Založení projektu..... | 38 |
| 4.3.7. Výsledky pevnostní analýzy | 40 |

| | |
|---|----|
| 4.3.7.1. Varianta č. 1 | 40 |
| 4.3.7.2. Varianta č. 2 | 41 |
| 4.3.7.3. Varianta č. 3 | 43 |
| 4.3.7.4. Varianta č. 4 | 44 |
| 4.3.7.5. Varianta č. 5 | 45 |
| 4.3.8. Vyhodnocení pevnostní analýzy | 47 |
| 5. Návrh uložení hnacích hřídelů | 47 |
| 5.1. Analýza současných řešení | 47 |
| 5.2. Výchozí podmínky návrhu | 50 |
| 5.3. Pevnostní výpočet drážkovaných hřídelů | 51 |
| 6. Závěr | 54 |
| 7. Seznam použitých zdrojů | 55 |
| 8. Přílohy | 58 |
| 9. Seznam příloh na CD | 60 |

Seznam použitých zkratek a symbolů

| | | |
|-----------|-------|---|
| SAE | | Society of Automotive Engineers |
| CAD | | Computer Aided Design |
| i_v | [-] | celkový převodový poměr |
| z_1 | [-] | počet zubů levého planetového kola |
| z_2 | [-] | počet zubů pravého planetového kola |
| M_1 | [Nm] | moment na levém planetovém kole |
| M_2 | [Nm] | moment na pravém planetovém kole |
| η_d | [-] | mechanická účinnost diferenciálu |
| M_{roz} | [Nm] | moment působící na rozetu |
| M_m | [Nm] | moment motoru |
| i_0 | [-] | převodový poměr stálého převodu |
| i_I | [-] | převodový poměr prvního rychlostního stupně |
| i_s | [-] | převodový poměr sekundárního převodu |
| F_{roz} | [N] | síla na obvodu rozety |
| R | [mm] | poloměr rozety |
| R_m | [MPa] | mez pevnosti v tlaku |
| k | [-] | bezpečnost |
| p_d | [MPa] | dovolený tlak |
| z | [-] | počet zubů drážkování |
| l | [mm] | délka drážkování |
| F | [N] | tlaková síla na boky drážek |
| p | [MPa] | tlak na boky drážek |

1. Úvod

Formule SAE je celosvětovou konstruktérskou soutěží, ve které studentské týmy navrhují a realizují originální závodní vozy. V současné době je tato soutěž rozdělena na tři oblasti pohonných systémů: Formula SAE, Formula SAE Electric, Formula SAE Hybrid. Studenti po celém světě mají takto možnost získat praktické zkušenosti z mnoha průmyslových oblastí.

Do tohoto projektu je v současnosti zapojena i Vysoká škola báňská – TUO, a tak i místní studenti mají možnost podílet se na vývoji studentské formule, která je stále ve fázi vývoje.

I když nejsem příliš velký fanoušek závodů, jako takových, přesto mne zaujala technická stránka věci a také možnost získat zkušenosti z reálného vývoje. To byl asi primární důvod, proč jsem přijal téma této diplomové práce.

Mým úkolem v této práci bude nastínit problematiku umístění diferenciálu v těchto závodních vozidlech se spalovacím motorem a následně realizovat několik návrhů samotného uložení diferenciálu. Z této části práce by měl vycházet i návrh uložení hnacích hřídelů.

2. Analýza legislativních požadavků

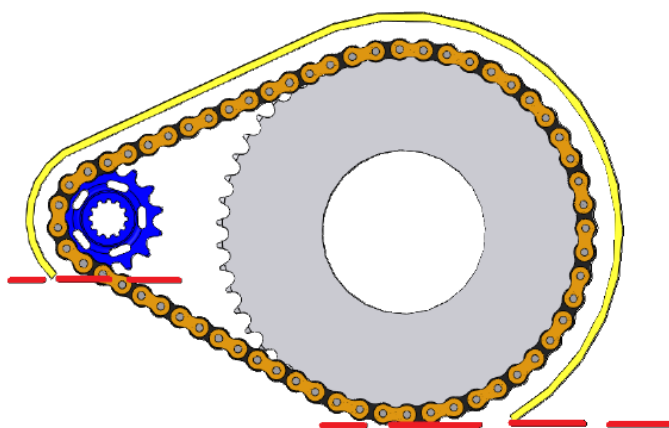
2.1. Pravidla Formule SAE

2.1.1. Požadavky na hnací ústrojí

Pravidla Formule SAE blíže nespecifikují požadavky pro použití konkrétních typů převodovek a prvků hnacího ústrojí.

2.1.2. Ochrana zdraví

Všechny rychle rotující části jako jsou plynule měnitelné převody, převodová kola, řemenice, měniče momentu, spojky, řemenové pohony a elektrické motory, musí být opatřeny kryty pro případ jejich selhání. Kryt koncového převodu musí zahrnovat řetěz nebo řemen z hnacího řetězového kola (řemenice) na hnané řetězové kolo (řemenici). Kryt musí začínat a končit v nejnižším bodě hnacího i hnaného řetězového kola (řemenice).



Obr. 1 Začátek a konec krytu řetězového převodu (žlutá) [1]

Části karoserie nebo jiné kryty nejsou považovány za ochranné prvky, pokud nejsou vyrobeny ze schválených materiálů. (viz. níže)

Z obecného hlediska musí být chráněny všechny části, které se mohou při selhání oddělit od formule.

Pro výrobu krytů není možné použít perforované materiály.

Kryt řetězového převodu musí být vyroben z oceli o minimální tloušťce 2,66 mm a šířce odpovídající 3násobku šířky řetězu. Podélná osa ochranného krytu musí zůstat za každých podmínek v ose řetězu.

Řemenové převody vyrobené z neželezných materiálů musí být chráněny krytem vyrobeným z hliníkové slitiny 6061-T6, s minimální tloušťkou 3 mm a šířkou odpovídající

1,7násobku šířky řemenu. Opět se podélná osa krytu i osa řemenu musejí překrývat za všech podmínek.

Všechny kryty musí být připevněny šrouby minimálně M6 pevnostní třídy 8.8 a vyšší.

Chrániče prstů jsou požadovány všude tam, kde se nacházejí pohyblivé části při spuštění motoru během stání vozidla. Tyto chrániče mohou být vyrobeny z lehkých materiálů, které odolají sílovému účinku vyvolané prsty. Jsou povoleny perforované materiály a mřížky, schopné zabránit průniku tělesa o průměru 12 mm.

Další požadavky z hlediska bezpečnosti jsou kladeny na pneumatická a hydraulická zařízení a jejich rozvody. U pneumatických zařízení nesmí být použito hořlavé médium. Musí se používat jen certifikované pneumatické válce a zásobníky. Prvky pro regulaci tlaku je nutné umístit k pneumatickému válci nebo k zásobníku. Prvky pneumatického systému (zásobník, rozvody...), musí být odolné proti nárazu ze všech stran a proti poškození od rotujících částí při jejich selhání. Hlavní pneumatický válec nebo zásobník je nutné umístit do prostoru za hlavní oblouk nebo do bočního prvku monokoku. V žádném případě není možné umístit tyto prvky do kokpitu. Hlavní části pneumatického systému se pevně montují k rámu, motoru nebo k převodovce. Hlavní osa pneumatického válce a zásobníku nesmí směřovat na řidiče. Dále je nutné izolovat pneumatický válec nebo zásobník od zdrojů tepla. Prvky pneumatického systému musí odolat maximálnímu provoznímu tlaku systému. Řidič i ostatní osoby pohybující se okolo formule, musí být chráněny před hydraulickými prvky (čerpadla, rozvody...), jejichž provozní tlaky jsou 2100 kPa a vyšší. Za hydraulické prvky se nepovažují brzdové rozvody.

2.1.3. Ochrana životního prostředí

Ochrannou životního prostředí je myšleno především zabránění úniku provozních kapalin.

Formule se testuje na 45° boční náklon, při němž nesmí dojít k úniku provozních kapalin. Test se provádí s maximálním objemem provozních kapalin.

Zvláštní pozornost se věnuje palivové nádrži, která může být vyrobena z pevného nebo pružného materiálu. Palivová nádrž z pevného materiálu nesmí přenášet zatížení z žádné části vozidla a je nutné ji bezpečně připevnit k nosné části vozidla pomocí úchytů, umožňující určitou flexibilitu tak, aby nedošlo k neúmyslnému zatížení nádrže. Každá palivová nádrž vyrobená z pružného materiálu (palivový vak, měch), musí být uzavřena do pevného kontejneru, připevněného k nosné části vozidla. Tento kontejner může přenášet zatížení. Všechny palivové nádrže musí být chráněny před bočním i zadním nárazem.[1]

3. Teoretický rozbor problému

3.1. Diferenciál

Jedná se o převodové ústrojí, které umožňuje průjezd vozidla zatáčkou bez prokluzu hnacích kol. K prokluzu kol dochází v případech, kdy jsou hnací kola spojena společným hřídelem, mají tedy stejné otáčky, ale při průjezdu zatáčkou má každé kolo jiný poloměr zatáčení a opisuje tak každé jinou dráhu. Tento stav je nežádoucí z hlediska opotřebení automobilových plášťů a namáhání převodového ústrojí. [2]

3.1.1. Princip činnosti diferenciálu

Činnost diferenciálu bude vysvětlena na kuželovém diferenciálu.



Obr. 2 Diferenciál s kuželovými koly [3]

Tento kuželový diferenciál se skládá z talířového kola (1), které je volně otočně uloženo na hřídeli, klece diferenciálu (2), spojené napevno s talířovým kolem, dvou satelitů (3), které jsou uloženy otočně v kleci diferenciálu a zabírají do planetových kol (4), pohánějící jednotlivá kola vozidla.

Při jízdě vozidla přímým směrem, pohání hnací pastorek talířové kolo a spolu s talířovým kolem dochází k otáčení klece diferenciálu obsahující dva satelity. Satelity se však neotáčejí a fungují pouze jako pevné vazby s centrálními koly. Krouticí moment je tedy přenášen skrze neotáčející se satelity na hnaná centrální kola. Obě hnaná kola vozidla se otáčejí stejnou rychlostí.

Při jízdě vozidla do zatáčky (pravotočivé), opět hnací pastorek pohání talířové kolo spolu s klecí diferenciálu, ale protože pravé kolo vozidla se odvaluje po menším poloměru

zatačení, urazí kratší dráhu a otáčí se tedy menší rychlostí, satelity se odvalují po pomalejším pravém centrálním kole a urychlují levé centrální kolo.

3.1.2. Rozdělení diferenciálů

Diferenciály lze dělit z několika hledisek:

1. Podle umístění: - nápravové
- mezinápravové
2. Podle uspořádání: - symetrické
- nesymetrické
3. Možnosti blokování: - bez blokování (bez uzávěrky, bez závěru)
- s blokováním závěrem ovládaným řidičem (s uzávěrkou)
- se samočinným blokováním (samozávěrné, samosvorné)
4. Podle konstrukce: - diferenciály s malým vnitřním třením
 - kuželové
 - čelní- diferenciály se zvýšenou svorností (se zvýšeným vnitřním třením, se sníženou účinností)
 - kuželové, s třecími spojkami
 - vačkové
 - šnekové- diferenciály s hydraulickou (viskózní) regulací svornosti
- diferenciály volnoběžkové

Jako nápravové diferenciály se nejčastěji používají symetrické (souměrné) diferenciály, které rozdělují hnací moment (zanedbáme-li vnitřní tření) rovnoměrně na obě vozidlová kola. Výše uvedenou skutečnost popisují následující rovnice odvozené pro kuželový diferenciál.

Chceme-li určit kinematické vlastnosti diferenciálu, musíme znát úhlové rychlosti jednotlivých prvků diferenciálu:

- ω_1 – úhlová rychlost levého planetového kola
- ω_2 – úhlová rychlost pravého planetového kola
- ω_0 – úhlová rychlost klece diferenciálu

Při přímé jízdě jsou si úhlové rychlosti rovny:

$$\omega_0 = \omega_1 = \omega_2$$

Dále je nutné zjistit vnitřní převod diferenciálu i_v . Při zjišťování celkového převodu diferenciálu, je vhodné použít Willisovu metodu. Tato metoda spočívá v nahrazení původního převodu náhradním převodem, který má zastavený unášec, tedy osy všech kol převodu jsou nehybné a jejich rychlosti jsou relativní vůči unášeci. Pomyslné zastavení unášeče se provede tak, že je celému převodu udělena rychlost odpovídající rychlosti unášeče, ale má opačný smysl.

Rovnice je uzpůsobena pro kuželový diferenciál, kde unášec tvoří klec diferenciálu:

$$i_v = i_{1,2}^0 = \frac{\omega_1 - \omega_0}{\omega_2 - \omega_0} = -\frac{z_2}{z_1} = -1 \quad \text{pro } z_1 = z_2 \quad (1)$$

Poznámka: zápis $i_{1,2}^0$ znamená převodový poměr z prvku 1 na prvek 2 při stojícím prvku 0.

Z předchozí rovnice lze odvodit vztah mezi úhlovými rychlostmi jednotlivých členů:

$$\begin{aligned} \frac{\omega_1 - \omega_0}{\omega_2 - \omega_0} = -1 &\Rightarrow \omega_1 - \omega_0 = \omega_0 - \omega_2 \\ \omega_1 + \omega_2 &= 2 \cdot \omega_0 \end{aligned} \quad (2)$$

Vnitřní převod diferenciálu vyšel $i_v = -1$ tzn., že při stojící kleci diferenciálu ($\omega_0 = 0$) a úhlové rychlosti $\omega_1 = 1$, bude úhlová rychlost $\omega_2 = -1$ (záporné znaménko znamená opačný smysl otáčení).

Nejedná se však o ideální mechanismus, takže i zde vznikají ztráty. Ztráty v diferenciálu můžeme vyjádřit pomocí jeho účinnosti. Za předpokladu stojící klece diferenciálu a přivedením hnacího momentu M_1 na jedno kolo o úhlové rychlosti ω_1 , se bude druhé kolo otáčet stejnou úhlovou rychlostí, ale v opačném směru. Moment M_2 bude menší o ztráty v ústrojí mechanismu, můžeme psát:

$$M_2 = M_1 \cdot \eta_d \Rightarrow \eta_d = \frac{M_2}{M_1} \quad (3)$$

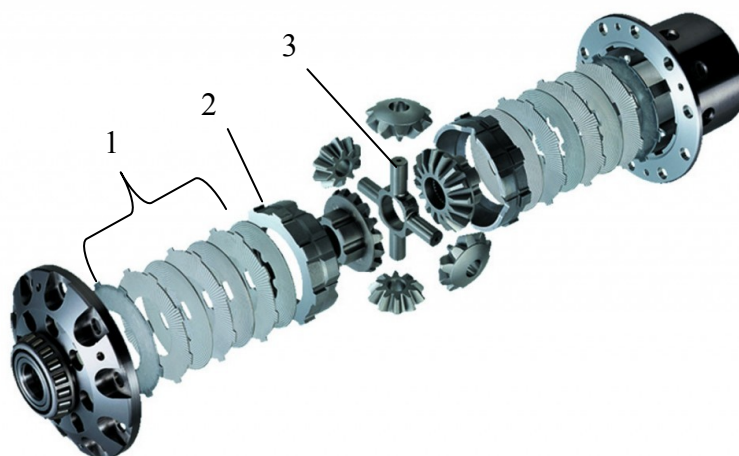
η_d udává vlastní mechanickou účinnost diferenciálu. Tato rovnice nám zároveň podává informaci o tom, v jakém poměru se rozděluje moment přenášený klecí diferenciálu na levé a pravé kolo hnací nápravy v závislosti směru zatáčení nebo prokluzu jednoho z hnacích kol.

V případě, kdy chceme pohánět více náprav, jejichž zatížení je rozdílné, použijeme s největší pravděpodobností mezinápravový diferenciál nesymetrický (nesouměrný).

V provozu může dojít k situaci, kdy se jedno kolo hnací nápravy nachází na pevném povrchu a druhé kolo je na povrchu se sníženou adhezí (přilnavostí). V tomto případě diferenciál urychluje kolo nacházející se na povrchu se sníženou adhezí, a jelikož klade otáčení jen velmi malý odpor, prokluzuje. Kolo na pevném povrchu stojí. Protože součet momentů, které jsou schopné přenášet jednotlivá kola, nestačí k překonání valivého odporu celého vozidla, vozidlo stojí na místě. Z tohoto důvodu se používá tzv. uzávěrka (závěr) diferenciálu, jejíž funkcí je vyřadit diferenciál z činnosti. Z praktického hlediska to znamená, že uzávěrka spojí prvky diferenciálu do jednoho pevného celku. Obvykle je pomocí zubové spojky spojeno jedno planetové (centrální) kolo s klecí diferenciálu. Uzávěrka je uvedena do činnosti řidičem a to buď mechanicky, hydraulicky, pneumaticky nebo elektricky.

Odstranění nutnosti rozmýšlet se nad použitím uzávěrky řeší tzv. samosvorné diferenciály, jejichž blokování se děje samočinně, prostřednictvím zvýšení tření v diferenciálu. Mezi samosvorné diferenciály patří tzv. diferenciály se zvýšeným třením (ang. limited slip differential, zkr. LSD).

Jedním ze zástupců tohoto druhu diferenciálu, je kuželový diferenciál s třecími spojkami.

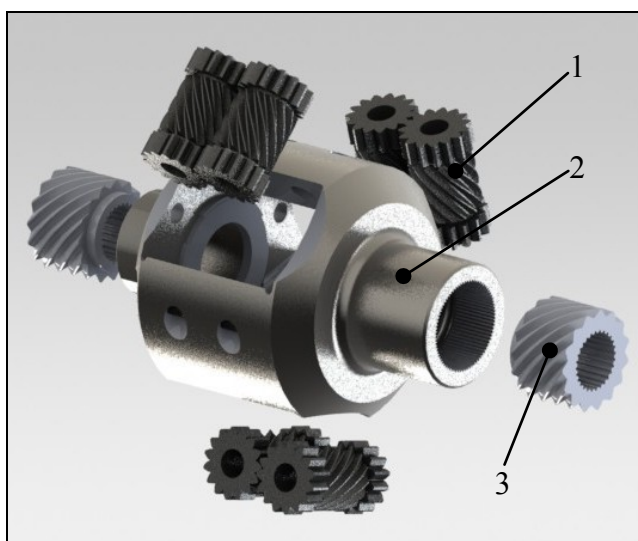


Obr. 3 Rozložený kuželový diferenciál s třecími spojkami [5]

Na obou koncích skříně diferenciálu jsou zasunuty třecí lamely (1), které jsou opatřeny zuby, zapadající do drážkování ve skříně diferenciálu. Další lamely mají vnitřní ozubení, zapadající do hnaných hřídelů planetových kol. Za sestavou třecích lamel se nacházejí přitlačné kotouče (2), jejichž obvod je rovněž opatřen zuby pro zajištění vazby se skříní

diferenciálu. Na bocích přitlačných kotoučů se nacházejí drážky tvaru “V“, do kterých zapadají čepy satelitů (3). Při rozdílných otáčkách obou poháněných kol, dojde k roztočení satelitů, jejichž čepy, uložené v klínových drážkách, navzájem natočí oba přitlačné kotouče tak, že klínové drážky nejsou přesně naproti sobě. Tím se oba kotouče od sebe oddálí a tlačí na třecí lamely. Třecí lamely s vnějšími zuby tlačí na lamely s vnitřním ozubením a vzniklé tření je přenášeno na příslušný hnací hřídel planetového kola. Z praktického hlediska to znamená, že rychleji otáčející se kolo urychluje prostřednictvím tření kolo s nižšími otáčkami.

Dalším zástupcem samosvorných diferenciálů, je diferenciál Torsen.

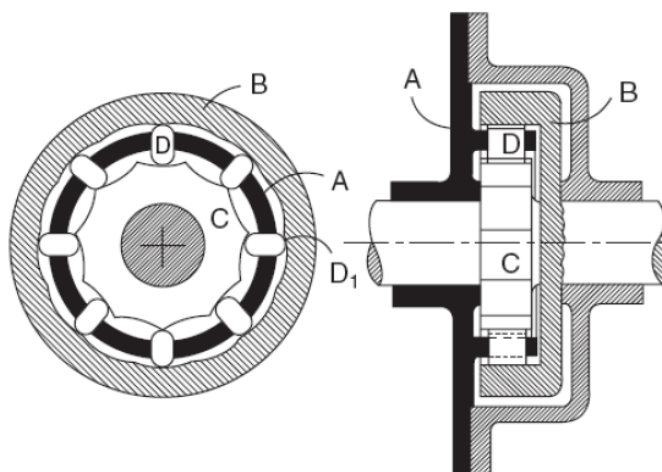


Obr. 4 Základní části diferenciálu Torsen [7]

Diferenciál Torsen se skládá ze tří párů satelitů (1), které jsou opatřeny šnekovým ozubením a navzájem v záběru ozubením s přímými zuby. Satelity jsou pomocí čepů otočně vloženy do děr v kleci diferenciálu (2). Uvnitř klece diferenciálu se nacházejí centrální šneková kola (3), která pohánějí jednotlivá kola hnací nápravy a jsou v záběru se šnekovými satelity.

Při jízdě vozidla přímým směrem dochází k otáčení klece diferenciálu spolu se satelity, které se ovšem neotáčejí kolem vlastní osy. Pohon centrálních šnekových kol je zajištěn, skrze relativní pohyb satelitů, vznikající otáčením klece diferenciálu. V případě jízdy vozidla zatáčkou, vznikají rozdíly rychlosti otáčení hnacích kol, což zapříčiní roztočení satelitů kolem vlastní osy pomocí záběru ozubených s přímými zuby. Nastane-li situace, kdy kolo začne v důsledku nízké adheze prokluzovat, dojde ke zvýšení tření v příslušném šnekovém ozubení. Výsledný třecí odpor vyvolaný šnekovým ozubením, snižuje rychlost otáčení prokluzujícího kola a poté větší hnací moment přenáší neprokluzující kolo.

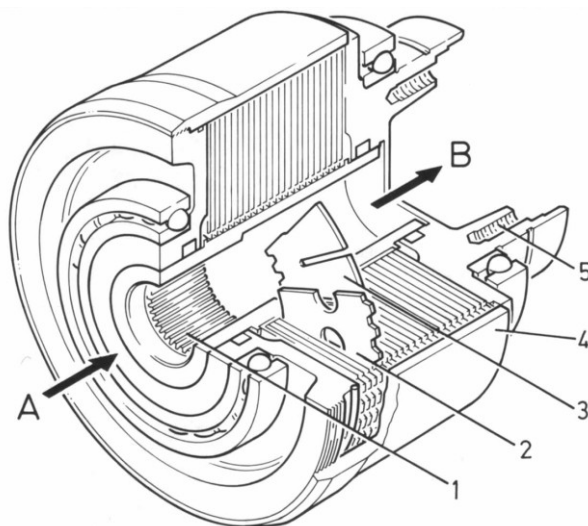
Mezi diferenciály, které se dnes již téměř nevyskytují, patří vačkové diferenciály.



Obr. 5 Vačkový diferenciál [8]

Tento typ diferenciálu je tvořen unášecem (A), spojeným s talířovým kolem a tím i klecí diferenciálu, unášecími kameny (D) a vačkovými kotouči (B, C), upevněnými na hnacích hřídelích. Přenos hnacího momentu je uskutečněn přes klec diferenciálu na unášecí kameny, jejichž úkolem je rozdělovat tento moment na váčkové kotouče levého a pravého kola. Při jízdě vozidla zatáčkou dojde ke zpomalení vnitřního kola vůči kolu vnějšímu a unášecí kameny začnou klouzat po vačkových vybráních. Vačkový kotouč vnitřního kola je poté zpomalován a vačkový kotouč vnějšího kola naopak zrychlován vůči kleci diferenciálu. Uspořádáním váček můžeme dále rozlišit radiální vačkový diferenciál (viz. výše) a axiální vačkový diferenciál. Axiální vačkový diferenciál pracuje na stejném principu, s tím rozdílem, že vačkové kotouče mají vačková vybrání na svých čelech.

Dalším řešením samosvorného diferenciálu je samosvorný diferenciál s viskózní spojkou. Jedná se o klasický kuželový diferenciál, doplněný o viskózní spojku, která může působit mezi klecí diferenciálu a jedním z hnacích hřídelů, mezi oběma hnacími hřídeli nebo se může jednat o samostatný prvek v případě pohonu více náprav.

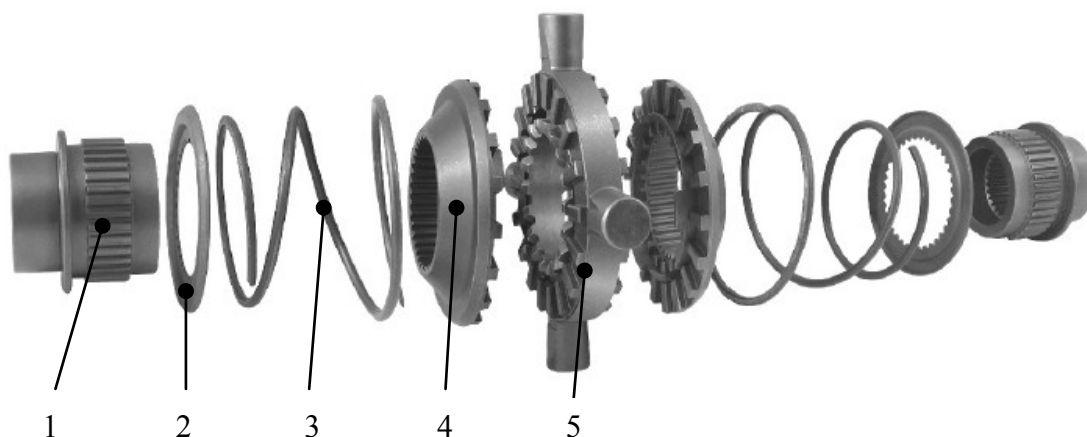


Obr. 6 Částečný řez samostatnou viskózní spojkou [9]

Viskózní spojka obsahuje vnitřní drážkování pro připojení vstupního hřídele (1), lamely s vnějším drážkováním (2), které zapadají do drážkování ve skříni spojky (4) a lamely s vnitřním drážkováním (3), zapadající do drážkování výstupního náboje (5).

Při nízkém rozdílu otáček hnacích hřídelů nedochází k velkému svornému účinku. V případech, kdy jedno kolo prokluzuje, však velký rozdíl otáček vyvolá velké smykové napětí mezi lamelami spojky a kapalinou (většinou silikonový olej) ve spojce, a následně je umožněn přenos hnacího momentu mezi vstupem a výstupem spojky.

Dále bych se zaměřil na zástupce tzv. volnoběžkového diferenciálu.



Obr. 7 Diferenciál No-spin [10]

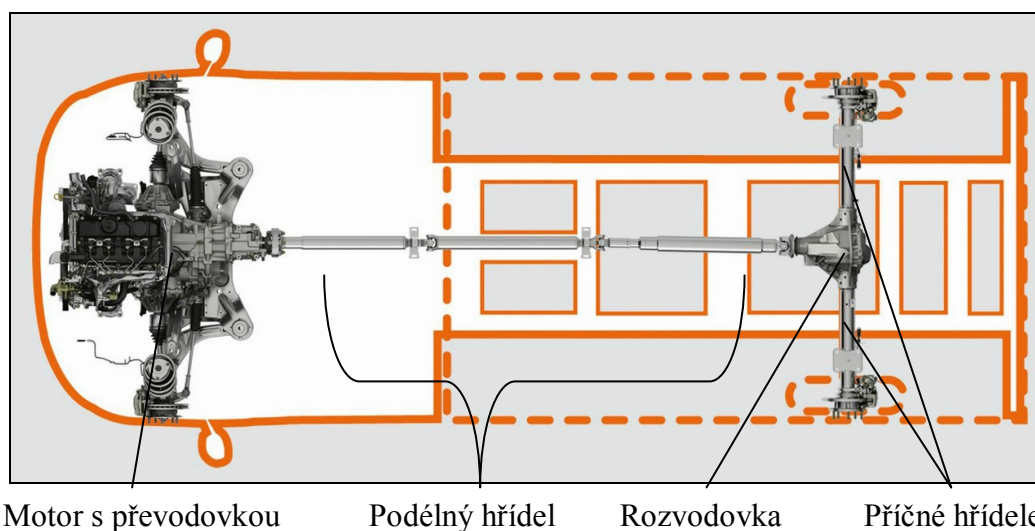
Diferenciál No-spin je složen z hřídelových nábojů (1), podložek (2), vinutých pružin (3), ozubených kotoučů (4) a ozubeného kotouče s čepy (5). Hřídelové náboje jsou opatřeny vnějším drážkováním, které zapadá do vnitřního drážkování zubových kotoučů.

Při jízdě vozidla přímým směrem, tlačí hřídelové náboje přes podložky prostřednictvím vinutých pružin na zubové kotouče. Zubové kotouče zapadají svým ozubením do oboustranné střední zubové části opatřené čepy. Tyto čepy jsou uloženy v kleci diferenciálu a celá střední část tak nahrazuje křížový čep. Jede-li vozidlo do zatáčky, vnější kolo se otáčí rychleji a důsledkem toho, je příslušný ozubený kotouč, skrze speciální ozubení podobné synchronizaci u převodovek, umístěné u vnitřní hrany kotoučů, vytlačeno ze záběru. Hnací moment je potom přenášén pouze vnitřním kolem. Nejedná se tedy o diferenciál v pravém slova smyslu, protože nedochází k rozdělování hnacího momentu na obě hnací kola, dosahují-li různých otáček. [2], [4], [11]

3.2. Hnací hřídele

Hnací hřídele slouží k přenosu točivého momentu mezi dvěma místy hnacího ústrojí. V případech, kdy je nutné spojit dva prvky pohonného systému, jejichž vzájemná poloha se nemění, používáme přímé hnací hřídele. Spojení dvou prvků pohonu, z nichž jednomu prvku je umožněn především svislý pohyb, se provádí kloubovými hřídeli. Dále lze rozlišit hřídele podélné a hřídele příčné.

Podélné hnací hřídele se používají např. při uspořádání pohonu s motorem vpředu a pohonem zadních kol, kde slouží jako spojovací článek mezi převodovkou a rozvodovkou.



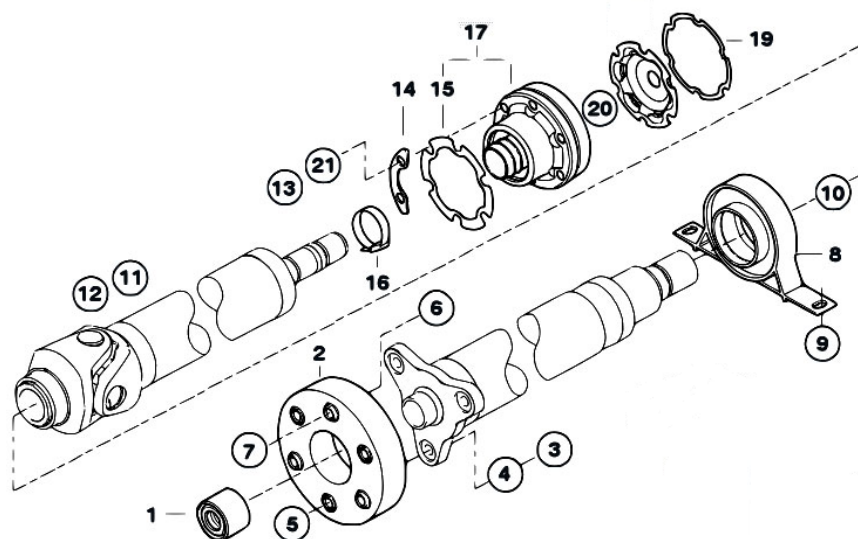
Obr. 8 Koncepce pohonu s motorem vpředu a pohonem zadních kol [12]

Podélné hnací hřídele tvoří obvykle tenkostěnná trubka, která je opatřena na jednom konci drážkováním pro připojení hnaného kloubu a na druhém konci je přivařen unášec druhého kloubu. Spojení vytvořené drážkováním umožňuje změnu délky hnacího hřídele, kompenzující svislé pohyby nápravy. Ovlivnění vlastností podélných hnacích hřídelů je možné nejenom volbou různých typů kloubů, ale i volbou druhu materiálu a volbou

celkové geometrie. Nejčastěji se pro výrobu podélných hnacích hřídelů používají oceli a hliníkové slitiny. Ve speciálních případech se používají k výrobě těchto hřídelů tzv. vláknové kompozity. Vláknový kompozit je umělý materiál, který je složen z vláknové výztuže a plastického pojiva zvaného matrice. [13]

U dlouhých podélných hnacích hřídelů se dvěma klouby může docházet vlivem průhybu k nerovnoměrnosti chodu a celkovému kmitání. Z tohoto důvodu je při výrobě kladen velký důraz na vyvážení celého hřídele. Částečné odstranění problému s kmitáním, přináší použití většího počtu kloubů a tím i kratších hřídelů.

V současné době se používají kratší dělené podélné hřídele, které jsou opatřeny středovým ložiskem (viz. níže, pozice 8) a to především u vysokootáčkových motorů.



Obr. 9 Složení podélného hřídele [14]

Příčné hnací hřídele slouží k přenosu hnacího momentu od diferenciálu k jednotlivým kolům. Přitom musí umožnit vyrovnání změny délek náprav při jejich propružení. Tento požadavek je snadno splnitelný u zadní nápravy, ale v případě předních náprav, musí příčné hnací hřídele splňovat podmínku stejného chodu obou kol při jejich natočení. Z tohoto důvodu se používají stejnoběžné (homokinetické) klouby.

3.3. Hnací klouby

Nejčastěji používané kloubové spojení dvou různoběžných hřídelů je kloubové spojení pomocí křížového kloubu. Křížový kloub je složen ze dvou vidlic, ve kterých je uložen pomocí jehlových ložisek křížový čep. Jelikož jsou jehlová ložiska zcela zapouzdřena, jejich údržba je minimální. Dále křížový kloub obsahuje posuvný člen, který umožňuje

změnu délky hnacích hřídelů, při propnutí nápravy. Posuvný člen je řešen pomocí drážkování v jedné z vidlic. Křížový kloub je nejčastěji používán pro spojení podélných hnacích hřídelů.



Obr. 10 Základní části křížového kloubu [15]

Jak již bylo zmíněno výše, v případě pohonu říditelných náprav se používají homokinetické klouby, které umožňují přenos hnacího momentu i na kola v jejich plném natočení.

Prvním zástupcem homokinetických kloubů, kterého bych rád zmínil, je Rzeppův – Birfieldův kloub.

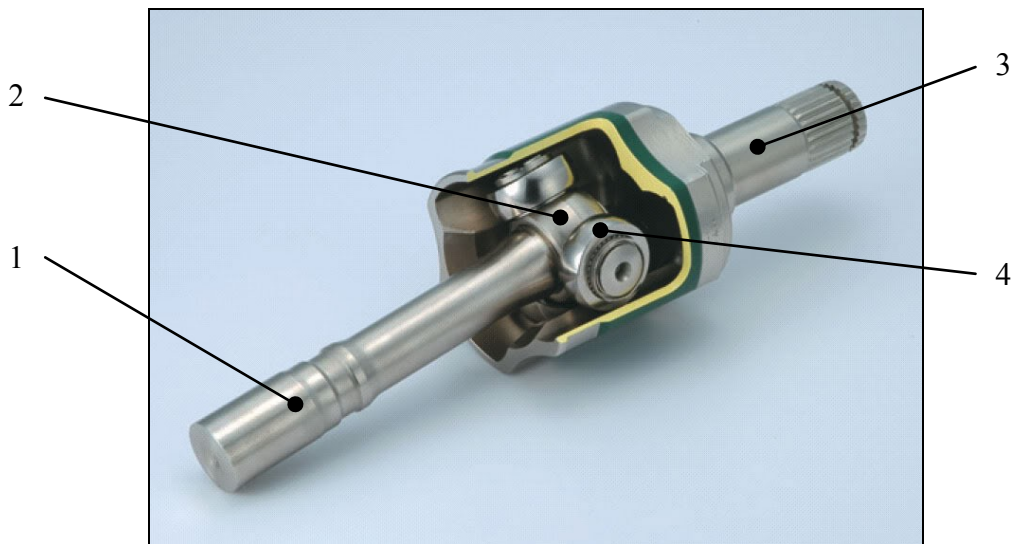


Obr. 11 Rzeppův-Birfieldův stejnoběžný kloub [16]

Tento kloub je složen z ocelových kuliček (1) uložených v kleci (2), kulového unášeče (3) a hlavy hnaného hřídele (4). Kulový unášeč je opatřen vnitřním drážkováním, do něhož je nasazen hnací hřídel. Ocelové kuličky svou dolní polovinou zasahují do kulového unášeče a svou horní polovinou do unášecích kulových drážek v hlavě hnaného hřídele.

Kulové drážky v hlavě hnaného hřídele jsou přímé. Klasický Rzeppův –Birfieldův homokinetický kloub umožňuje vzájemné vychýlení hřídelů až o 40° a axiální posuv obvykle do 30 mm.

Další typ hnacího klouby je tzv. hvězdicový kloub Tripode (angl. tripod = trojnožka).



Obr. 12 Hvězdicový homokinetický kloub Tripode [17]

Kloub Tripode je složen z hnaného hřídele (1) na jehož konci je pomocí drážkování připojen tříčepový unášec (2) a hnacího hřídele s unášecí hlavou (3). Na každém ze tří čepů unášeče je pomocí jehlových ložisek uložen valivý kroužek (4). U hvězdicových kloubů může dojít k vzájemnému zalomení hřídelů až o úhel 45° . Na obrázku výše je varianta hvězdicového kloubu, která umožňuje axiální posuv až 55 mm, přičemž vzájemné zalomení hřídelů je v takovém případě max. 25° .

Na podobném principu jako Rzeppův-Birfieldův kloub pracuje i Bendixův-Weissův kloub. Na rozdíl od Rzepp-Birfieldova kloubu má pouze čtyři ocelové kuličky, uložené volně v kulových drážkách, které jsou zhotoveny pod určitým úhlem naproti sobě v hlavách hnaného i hnacího hřídele. Tento typ kloubu umožňuje vzájemné zalomení hřídelů max. 20° .

V případech, kdy není požadováno velké osově vychýlení, se s výhodami používají tzv. nemazané klouby nebo také pružné klouby. Jejich konstrukce obsahuje pryžové nebo pryžo-tkanivové prvky.



Obr. 13 Kotoučový kloub [18]

Tento kotoučový kloub je uzpůsoben pro uchycení tříramenných unášeců, které navzájem svírají úhel 120° . Pružný kotouč je připevněn k unášecům pomocí šroubů. Otvory pro šrouby v pružném kotouči jsou vyztuženy plechem, zabráňující poškození pružného kotouče od ramen unášeců. Tento typ pružného kloubu umožňuje vzájemné osové vychýlení spojených hřídelů o 3° a krátkodobě až 5° .

Tvarově podobné jsou pružné klouby Goetze. Jejich uchycení se provádí stejně jako u kotoučových kloubů, ale na ramena unášeců se na rozdíl od kotoučových kloubů montují v předepjatém stavu, kterého se dosahuje obvodovým stažením celého pryžového kloubu ocelovým páskem. Po ukončení montáže se ocelový pásek odstraní.



Obr. 14 Pryžový kloub Goetze [19]

Zásadní výhodou pružných kloubů je, že nepotřebují žádnou údržbu. Dále pak jsou schopny tlumit vibrace a pohlcovat rázy při rozjezdu. Na druhou stranu jsou použitelné jen v omezeném úhlovém rozsahu. [2], [11]

4. Návrh uložení diferenciálu

4.1. Analýza současných řešení

V drtivé většině případů používají ostatní týmy Formule SAE samosvorné diferenciály. Tento fakt vychází z charakteristiky tratí určených pro studentské formule, vyznačující se převažujícím počtem ostrých zatáček, kdy při průjezdu vozidla zatáčkou dochází k odlehčení vnitřního kola a to má jen omezenou schopnost přenášet hnací moment.

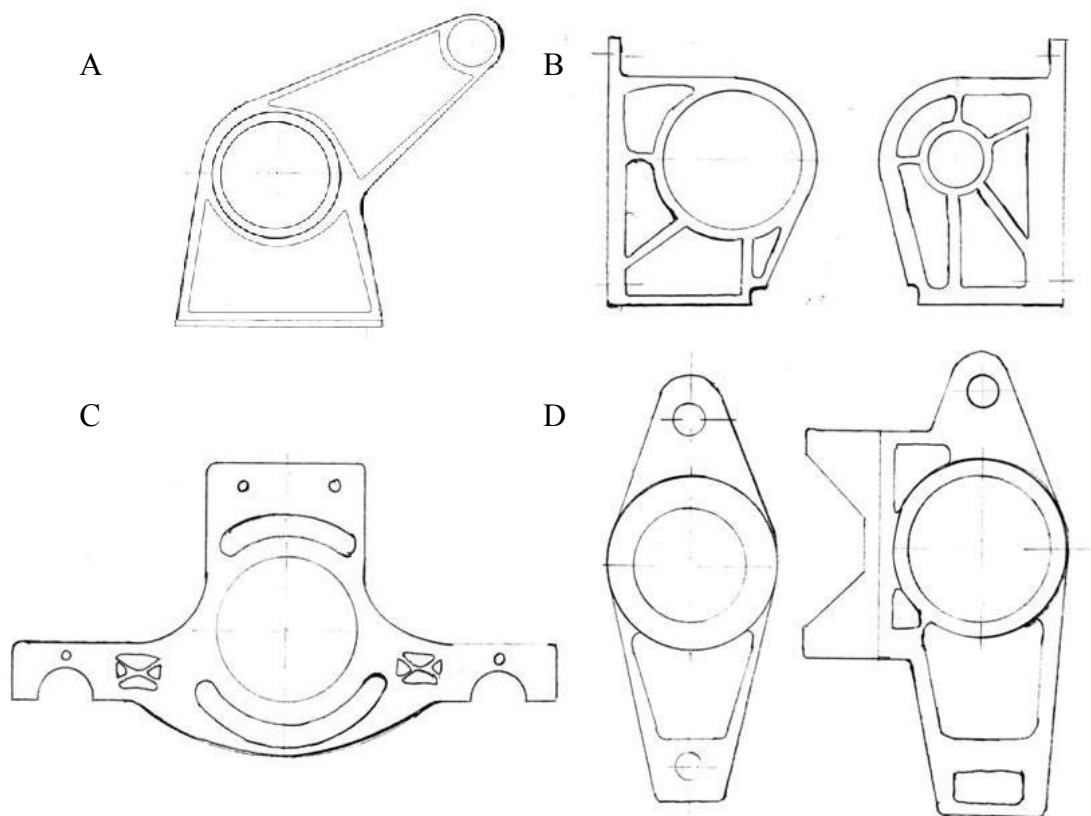
Nejpoužívanějšími samosvornými diferenciály pro studentské formule jsou diferenciály Torsen a diferenciály se zvýšeným třením od firmy Drexler.



Obr. 15 Uložení diferenciálu firmy Drexler – Dalhousie University (Kanada) [6]

Oba typy diferenciálu mají příznivé rozměry z hlediska začlenění do samotné konstrukce formule. Rovněž nabízejí možnost změny svorného účinku. U diferenciálu Torsen je možná změna svorného účinku použitím podložek z různých materiálů, které se vkládají pod planetová kola. U diferenciálu firmy Drexler je svorný účinek ovlivněn úhly klínových drážek v přitlačných kotoučích. Další faktory ovlivňující svornost u tohoto diferenciálu jsou volba třecích kotoučů a velikost třecích ploch.

Způsob uložení diferenciálu není omezen nebo specifikován žádnými pravidly organizace SAE, proto týmy studentské formule využívají nejrozumnější konstrukční řešení tohoto prvku formule. Držáky diferenciálu jsou nejčastěji vyráběny frézováním z lehkých slitin hliníku. Na obrázku níže jsou uvedeny některá konkrétní řešení držáků diferenciálu konkurenčních týmů Formula SAE.



Obr. 16 Náčrty řešení držáků diferenciálu

Řešení držáků A je uzpůsobeno pro uchycení držáků diferenciálu na přepážku mezi motorem a sestavou diferenciálu s rozetou. (viz. příloha A)

Řešení držáků označené písmenem B, je opět uzpůsobeno pro uchycení na přepážku mezi motorem a diferenciálem Tato konstrukce je oproti konstrukci v řešení A celkově robustnější a také výrobně složitější. (viz. příloha B)

Konstrukční řešení varianty C vyžaduje pro uchycení přídavné trubky na rámu. Uvedená sestava držáků diferenciálu je kompaktní a oproti jiným řešením nemá vysoké požadavky na zástavbový prostor. (viz. příloha C)

Poslední ukázkou držáků diferenciálu, kterou jsem vybral, je konstrukční řešení D. Oba držáky jsou přímo přichyceny k rámu, ale na rozdíl od dolní části, přichycené běžným šroubovým spojením, je horní část obou držáků připevněna k rámu pomocí rozpěrných šroubů. Takto řešené uchycení umožňuje změnu osové vzdálenosti sestavy diferenciálu od pastorku motoru. (viz. příloha D)

Často jsou využívány držáky diferenciálu shodné konstrukce pro levé i pravé uložení diferenciálu, což zkracuje celý proces návrhu a následné výroby těchto držáků. V některých případech však držáky diferenciálu plní i dodatečné funkce. Slouží například jako úchyty brzdových čelistí nebo je jejich prostřednictvím řešeno uchycení přídavné

tyče, která má sloužit jako místo pro formule. I z těchto důvodů se můžeme setkat s konstrukcemi držáků, které mají rozdílné levé a pravé uchycení diferenciálu.

Dalším faktorem ovlivňující návrh držáků diferenciálu je napínání řetězu změnou osové vzdálenosti. Tento problém je řešen buď excentrickým uložením diferenciálu v držácích, uložením držáků diferenciálu otočně kolem jednoho bodu nebo posuvem celého diferenciálu.

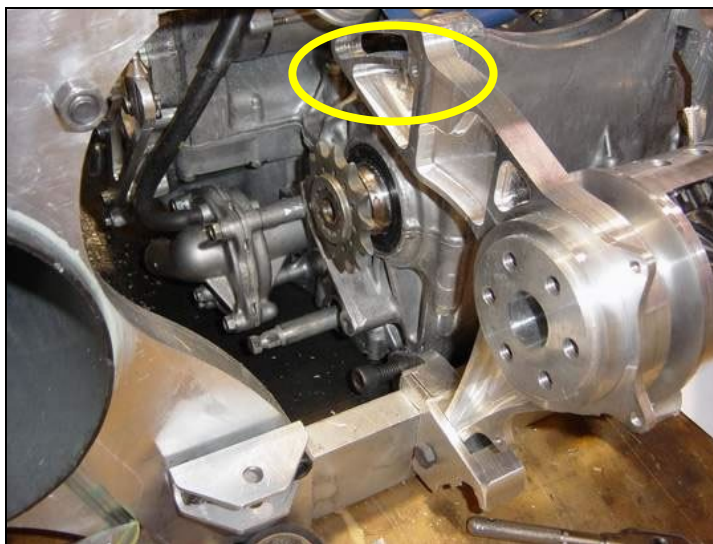
První způsob napínání řetězu je náročnější z hlediska návrhu a následné výroby. Hlavní výhodou je, že poloha samotných držáků diferenciálu zůstává zachována i po změně osové vzdálenosti a tak požadavky na zástavbový prostor jsou menší, než u dalších řešení. Příklad tohoto řešení je patrný na obr. 15 (viz. výše).

Druhý zmíněný způsob napínání řetězu otočným uložením držáků diferenciálu je již méně náročný z pohledu realizace a samotné změny osové vzdálenosti, kdy se tato změna obvykle provádí napínacím šroubem, bez nutnosti dalších montážních zásahů.



Obr. 17 Napínání řetězu otočným pohybem [20]

Další varianta výše uvedeného řešení spočívá ve zvětšení jedné díry, sloužící k uchycení držáku diferenciálu k rámu, tak, aby umožnila natočení celého držáku diferenciálu.



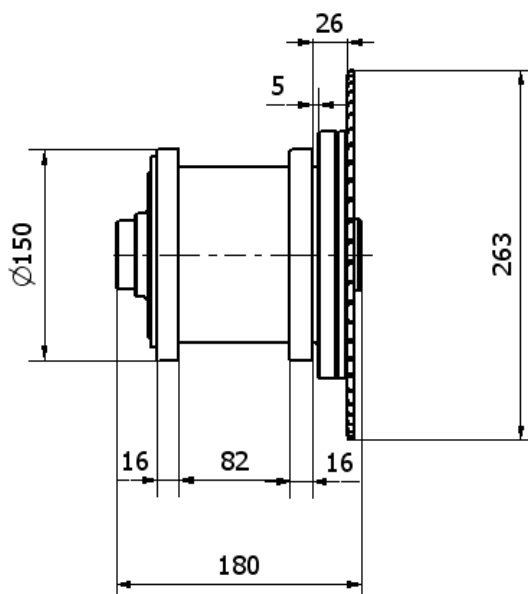
Obr. 18 Držák diferenciálu s vyznačenou úpravou díry [21]

Poslední zmíněný způsob napínání řetězu posunutím celého diferenciálu, je možné realizovat zhotovením oválných otvorů v držácích diferenciálu, potřebných k uchycení k rámu.

4.2. Výchozí podmínky návrhu

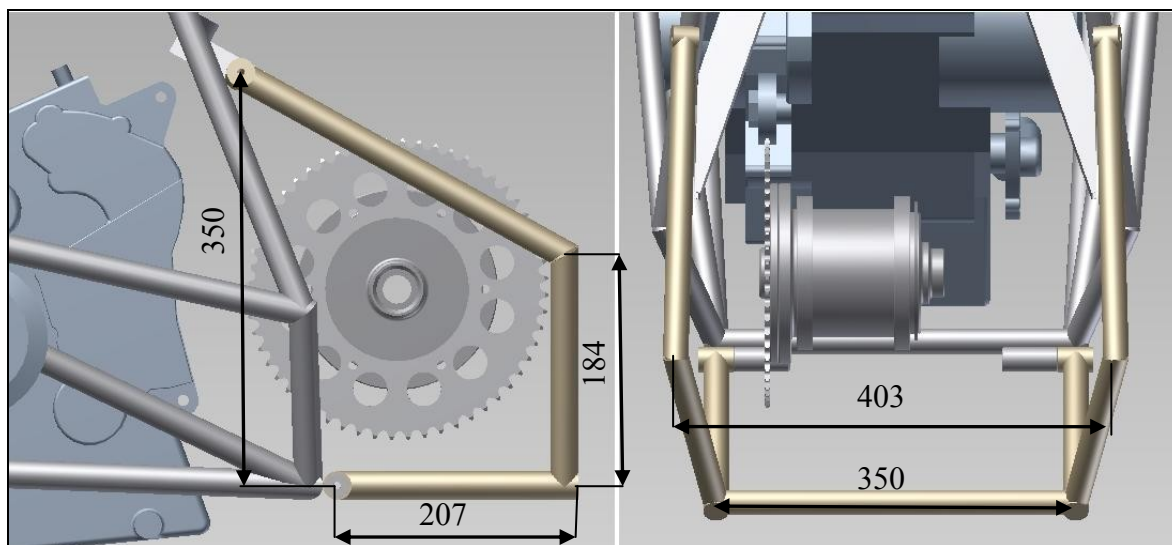
Mé návrhy držáků diferenciálu vychází z reálných rozměrů rámu prototypu studentské formule VŠB – TUO.

Dalším faktorem návrhů držáků diferenciálu byla volba samotného diferenciálu. Konstrukteři Formule Student VŠB – TUO zvolili diferenciál Torsen. Následně došlo k rozhodnutí, že bude diferenciál zapouzdřen a pouzdro, na kterém je přichycena i rozeta, uloženo do dvou ložisek. Celá sestava, spolu se základními rozměry, je na obrázku níže.



Obr. 19 Základní rozměry sestavy diferenciálu

V této fázi návrhu bylo nutné zvolit vhodnou polohu celé sestavy diferenciálu vůči samotnému rámu. Vhodnou polohu sestavy diferenciálu limitovala především rozeta. Mezi rozetou a rámem nesmělo v žádném případě dojít ke kolizi a zároveň se muselo počítat s rezervou pro nasazený řetěz.

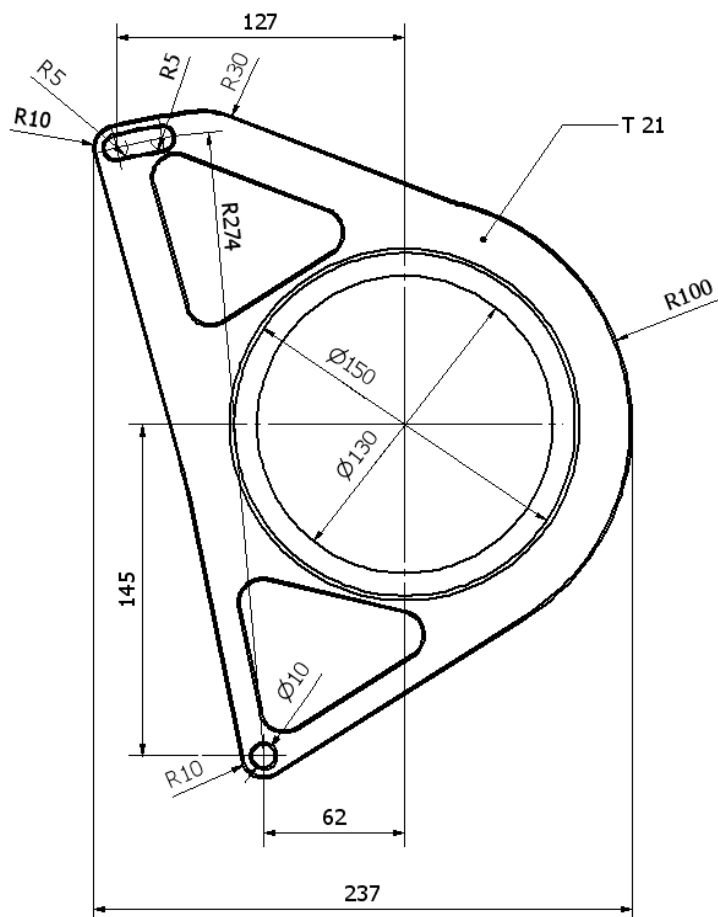


Obr. 20 Boční pohled umístění sestavy diferenciálu (vlevo) a zadní pohled na sestavu v rámu (vpravo)

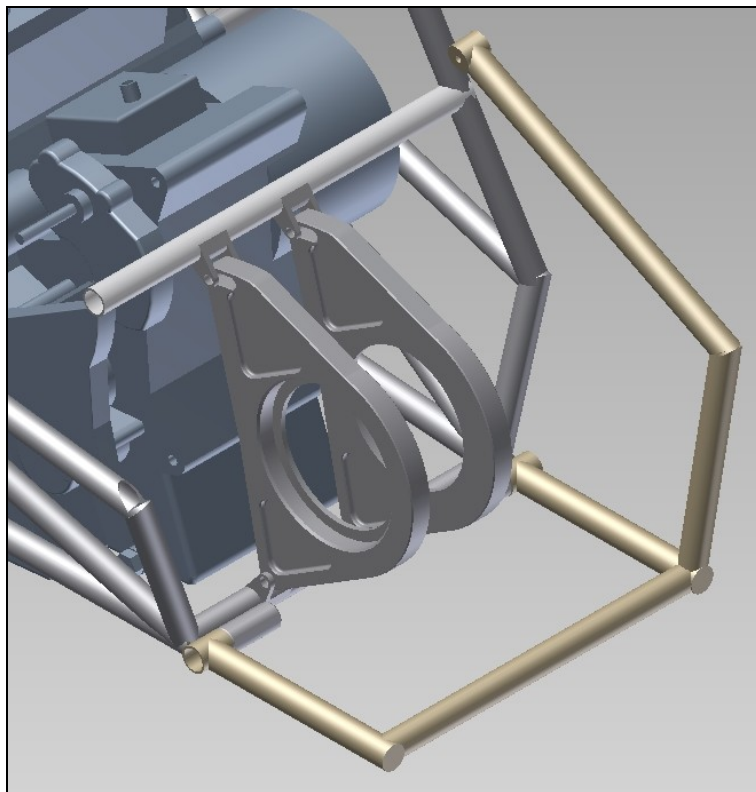
4.3. Realizace návrhů a jejich analýza

Všechny návrhy držáků diferenciálu byly realizovány v CAD systému Autodesk Inventor 2012 a jejich následná analýza provedena počítačovým programem Ansys 12, využívající metodu konečných prvků.

4.3.1. Varianta držáku č. 1



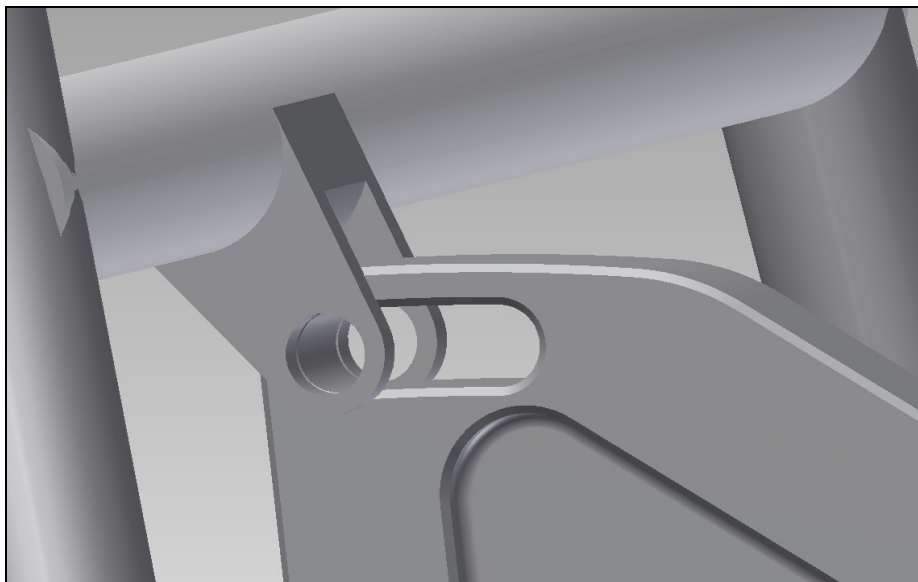
Obr. 21 Základní rozměry držáku varianty č. 1



Obr. 22 Umístění držáků varianty č. 1 v rámu

Pro lepší viditelnost držáků byly vypnuty některé prvky rámu.

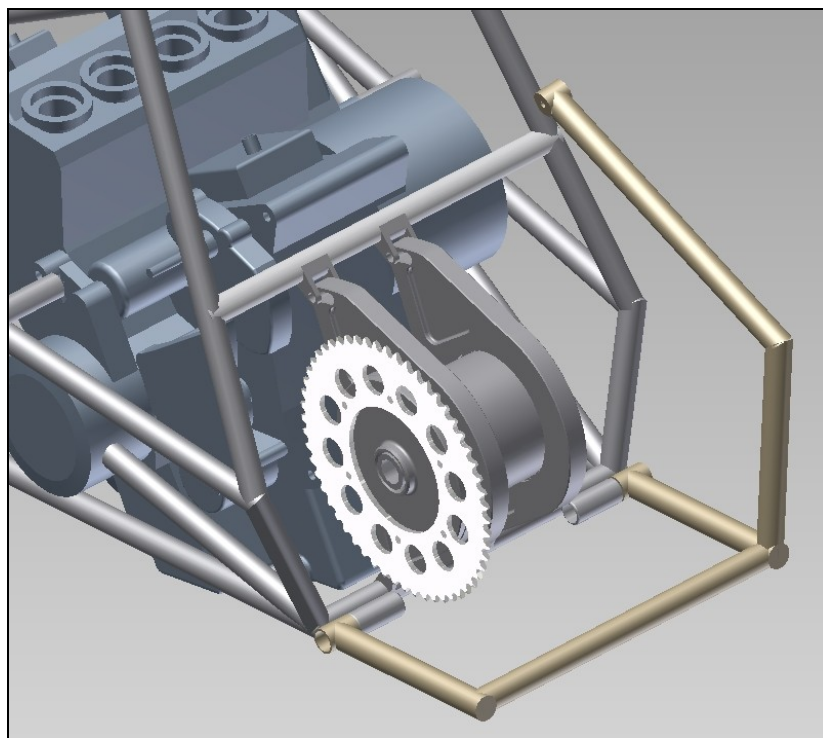
U varianty č. 1 jsem počítal s přídatnou tyčí, která slouží pro uchycení horních částí držáků diferenciálu. Napínání řetězu je řešeno rotačním pohybem obou držáků kolem dolních úchytů a umožněním volného posuvu držáků v horních úchytech zvětšením obou příslušných děr v držácích. Detail této úpravy je patrný na obrázku níže.



Obr. 23 Detail horního uchycení držáku diferenciálu varianty č. 1

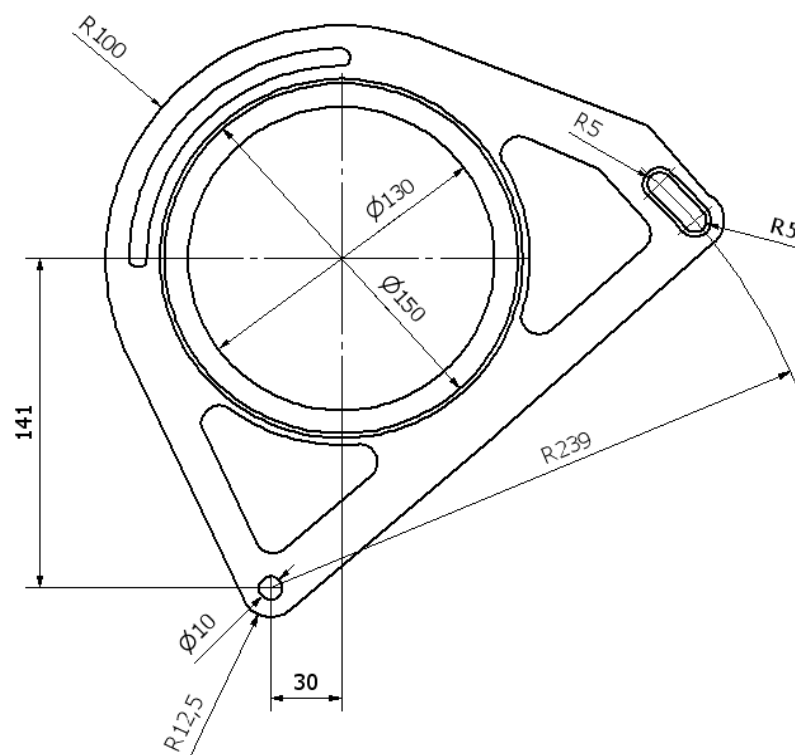
V případě výše uvedené úpravy děr pro horní uchycení diferenciálu, by bylo nutné po nastavení příslušné polohy celé sestavy diferenciálu a tím i napnutí řetězu, zajistit držáky proti pohybu, aby nedošlo ještě před utažením příslušných šroubů k nežádoucí změně polohy. Z tohoto důvodu jsem se zabýval myšlenkou navzájem oba držáky spojit příčkou opatřenou šroubem, který by se opíral o vytvořenou plochu na rámu, a jeho otáčením se vymezovala poloha držáků diferenciálu vůči horním úchytům. Po nastavení příslušné polohy by následovalo utažení všech šroubů držáků a povolení onoho vymezovacího šroubu, pro případ jeho nežádoucího namáhání. Konkrétní řešení jsem ale nevytvořil, neboť konstrukční řešení napínání řetězu není hlavním předmětem návrhu, ale je s ním ve všech návrzích držáků uvažováno.

Největší nevýhoda této varianty spočívá v použití přídatné tyče, která v původním rámu není, a která znemožňuje demontáž celého motoru. Řešením tohoto problému by mohlo být uchycení této přídatné tyče takovým způsobem, aby jí bylo možné vyjmout. To by si ovšem vyžádalo vytvoření dalších konstrukčních prvků, které i přesto mohou bránit bezproblémové demontáži motoru.

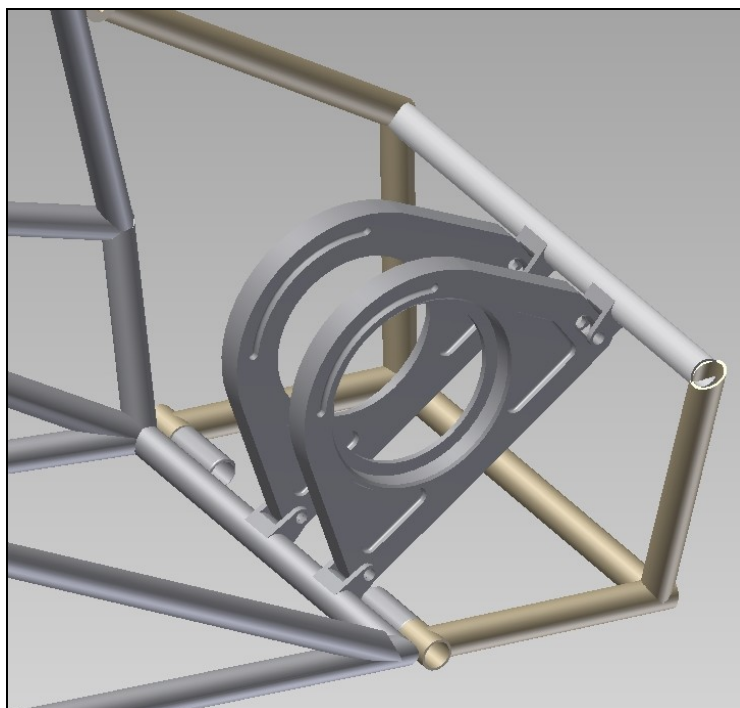


Obr. 24 Celá sestava varianty č. 1

4.3.2. Varianta č. 2



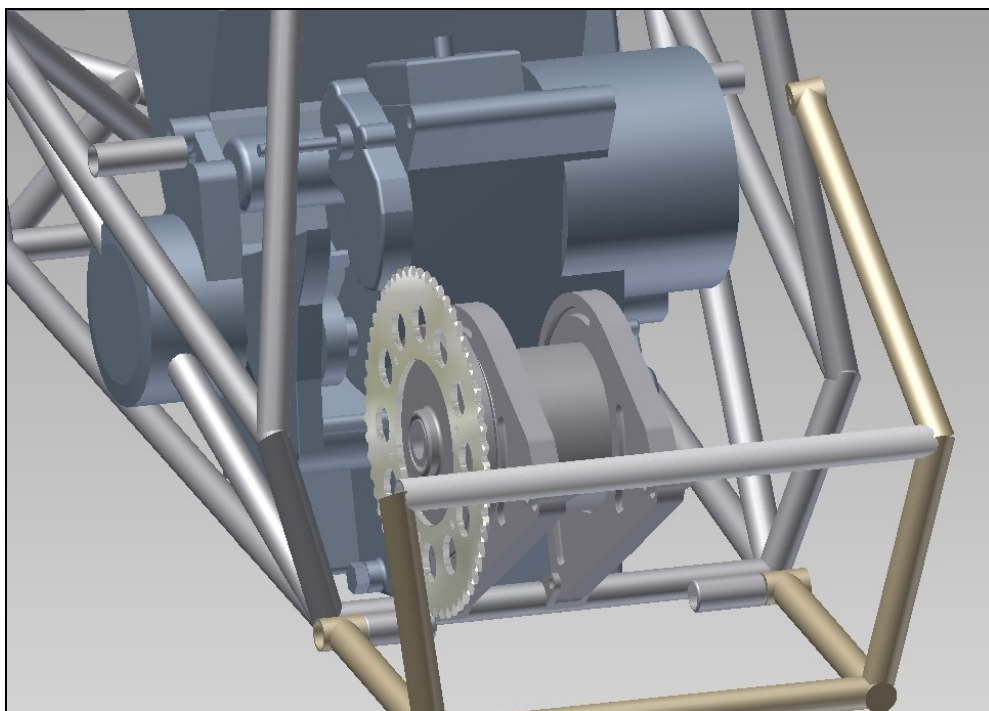
Obr. 25 Základní rozměry držáku varianty č. 2



Obr. 26 Varianta č. 2

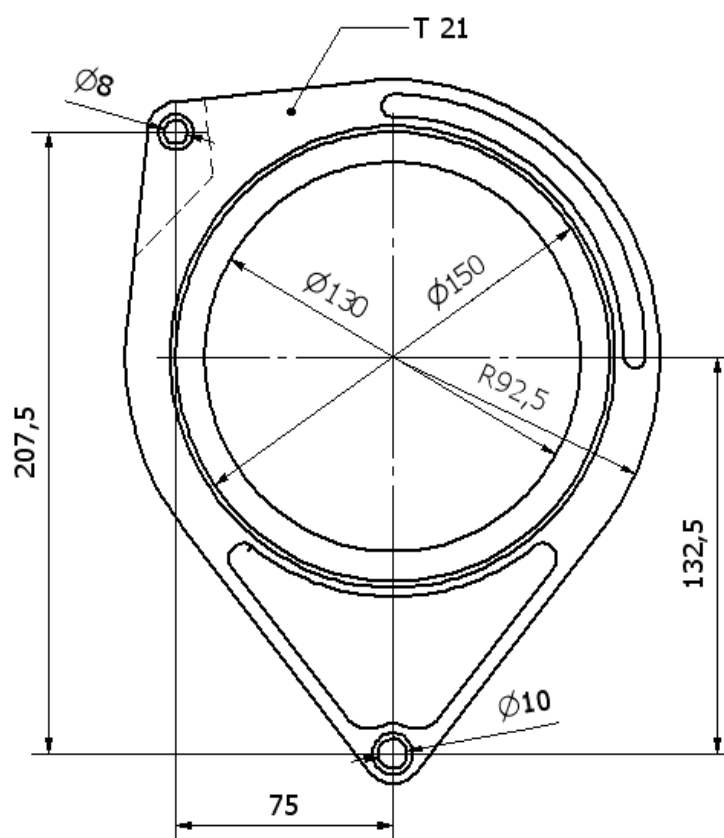
V případě varianty č. 2 jsou oba držáky uloženy diagonálně v prostoru vymezeném přídatným rámem. I zde jsem počítal s použitím přídatné tyče, sloužící k uchycení obou držáků diferenciálu, ale plní také roli spojnice bočnic přídatného rámu a celkově tento rám zpevňuje. Tvarově jsou si držáky podobné s variantou č. 1, ovšem rozměry jsou upraveny vzhledem k nové poloze horních úchytů držáků diferenciálu. Napínání řetězu je opět řešeno rotačním pohybem obou držáků kolem spodních úchytů, stejně jako ve variantě č. 1.

Možná nevýhoda této varianty spočívá právě v napínání řetězu. Protože k tomu, aby došlo k výraznější změně osové vzdálenosti, je nutné vytvořit poměrně velké otvory, sloužící k uchycení horních částí držáků diferenciálu k rámu. Na druhou stranu bylo možné celou sestavu diferenciálu přiblížit směrem k motoru, čehož mohlo být dosaženo odstraněním přídatné tyče z místa použitého ve variantě č. 1.

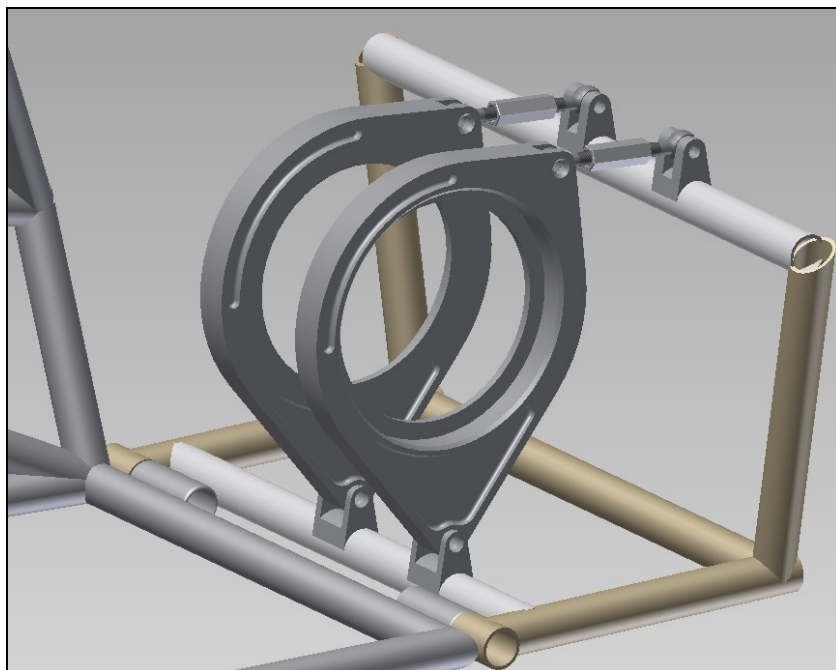


Obr. 27 Celá sestava varianty č. 2

4.3.3. Varianta č. 3



Obr. 28 Základní rozměry držáku varianty č. 3

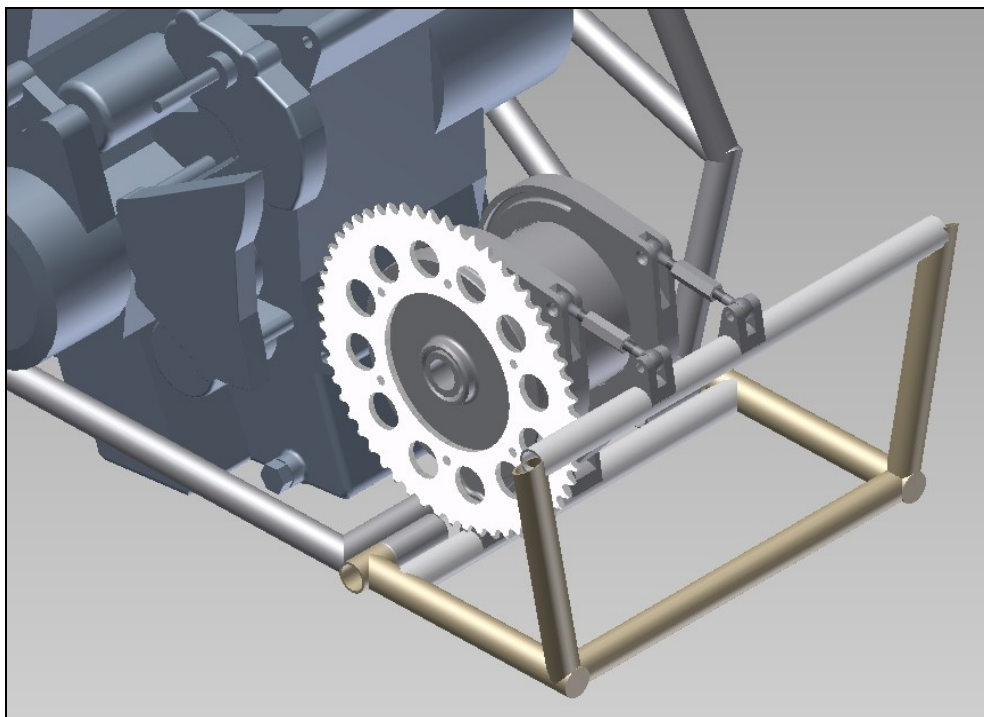


Obr. 29 Varianta č. 3

Varianta č. 3 vychází z myšlenky, kdy jsou osy děr dolních úchytů držáků diferenciálu v jedné rovině s podélnou osou diferenciálu. V případě tohoto uspořádání bylo nutné přidat další výztuž rámu v podobě trubky.

Z hlediska napínání řetězu jsem zvolil opět rotační pohyb, ovšem nastavení příslušné polohy držáků diferenciálu zajišťují dva rozpěrné šrouby. Tímto odpadá problém se zajištěním příslušné polohy držáků diferenciálu před utažením šroubů, který jsem popsal u varianty č. 1.

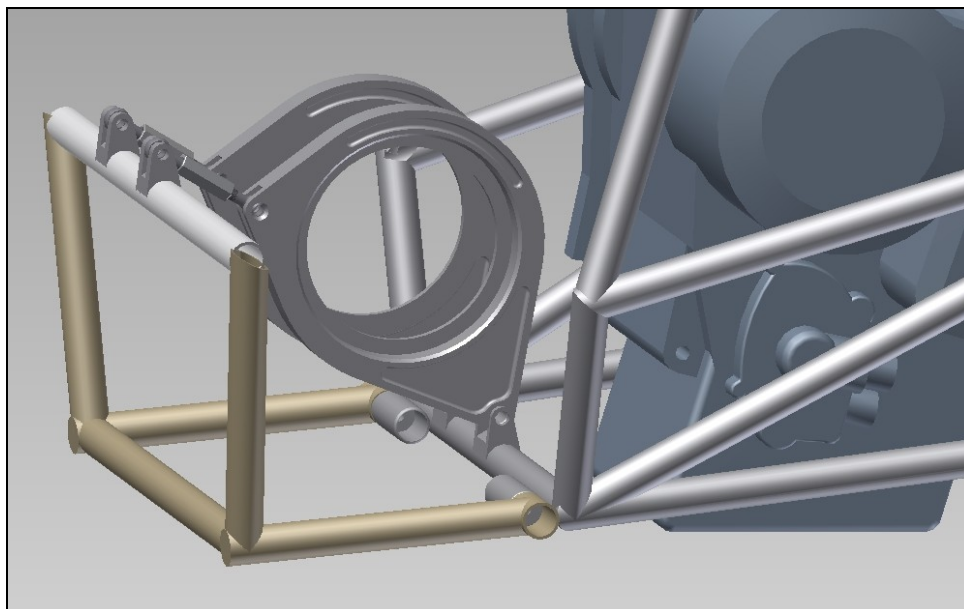
Nevýhodou této varianty je, že při napínání řetězu, je nutné nastavit obě matice rozpěrných šroubů o stejnou otáčku tak, aby středy zubů rozety i pastorku leželi v jedné rovině. V opačném případě dochází k nadměrnému opotřebení řetězu a v krajním případě k jeho roztržení.



Obr. 30 Celá sestava varianty č. 3

4.3.4. Varianta č. 4

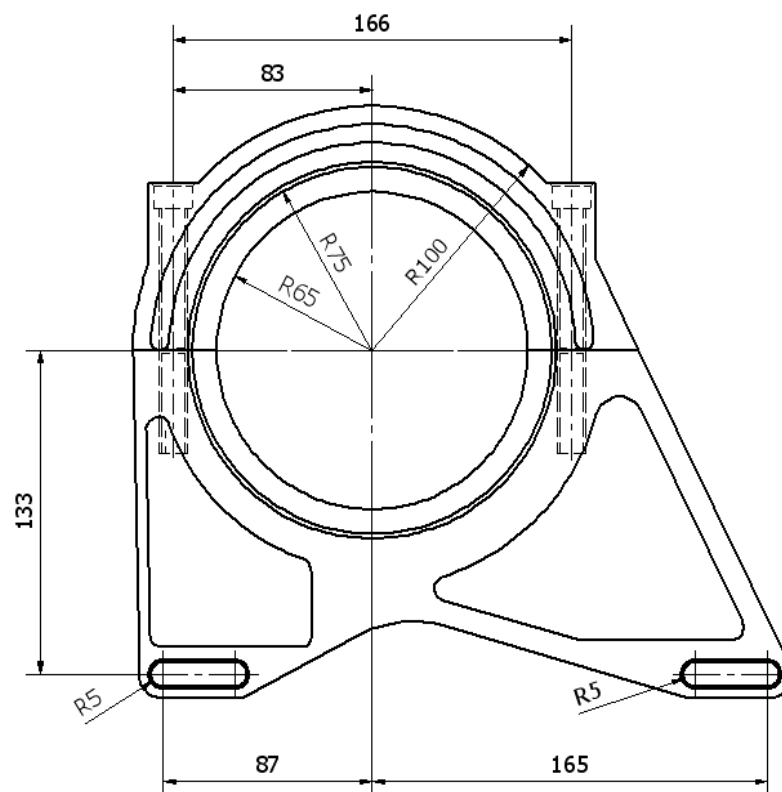
Držák v této variantě se shoduje s držákem z varianty č. 3.



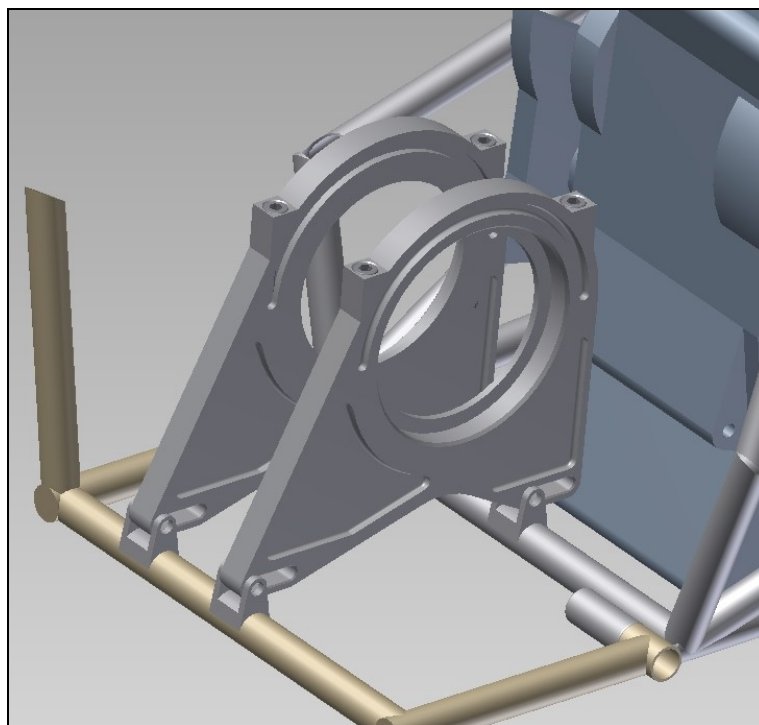
Obr. 31 Varianta č. 4

Jediným rozdílem oproti variantě č. 3, je uchycení spodní části držáků na původní trubku rámu. Osa děr spodních úchyťů diferenciálu již neleží v jedné rovině s podélnou osou diferenciálu. Toto řešení přináší rozdělení váhy sestavy diferenciálu na všechny úchyty držáků. Napínání řetězu je rovněž shodné s variantou č. 3.

4.3.5. Varianta č. 5



Obr. 32 Základní rozměry držáku varianty č. 5



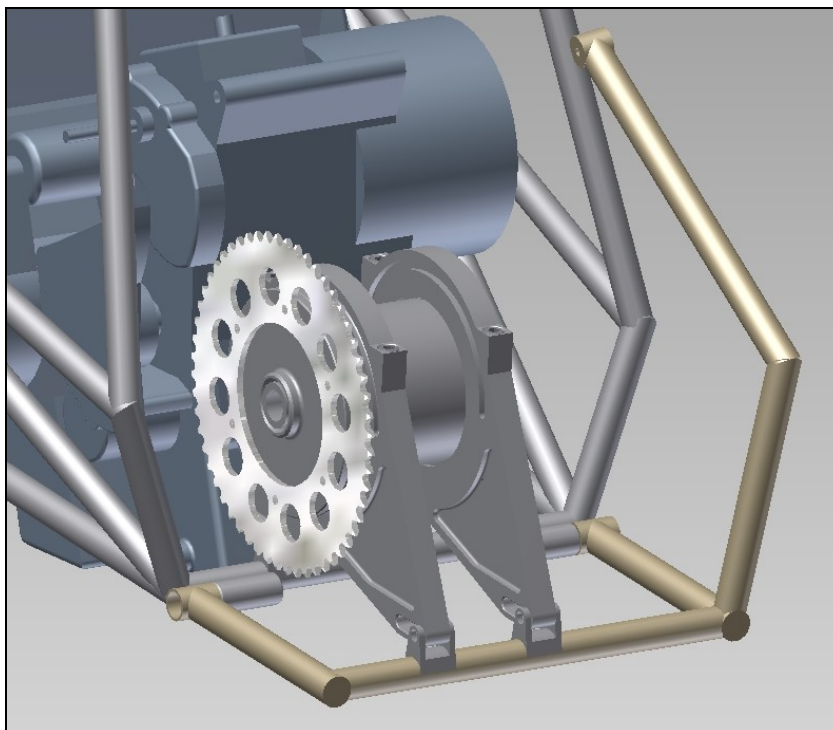
Obr. 33 Varianta č. 5

Konstrukce těchto držáků je založena na principu používaném např. u ojnic válců spalovacích motorů, kdy je hlava ojnice dělená a zajištěná šrouby. I tyto držáky

diferenciálu jsou tvořeny dvěma díly a navzájem pojištěny šrouby. Toto řešení zjednodušuje montáž samotné sestavy diferenciálu do držáků. Napínání řetězu je řešeno vodorovným posuvem obou držáků.



Obr. 34 Provedení držáku u varianty č. 5



Obr. 35 Celá sestava varianty č. 5

4.3.6. Pevnostní analýza návrhů

Při pevnostní analýze vycházím z maximálního hnacího momentu, který je motor schopen vyvinout prostřednictvím řetězu na rozetu. Jelikož byl motor stále ve stavu testování, je pro výpočet maximálního momentu použit orientačně stanovený moment motoru 57,3 Nm.

$$M_{\text{roz.}} = M_m \cdot i_0 \cdot i_1 \cdot i_s = 57,3 \cdot 1,953 \cdot 2,849 \cdot 3,497 = 1114,92 [\text{Nm}] \quad (4)$$

V souvislosti s budoucími úpravami motoru, došlo k navýšení tohoto momentu na 1400 Nm. [26]

4.3.6.1. Úprava modelů

Dalším krokem bylo zjednodušení modelů jednotlivých sestav držáků diferenciálu, pro potřeby pevnostní analýzy. Tato zjednodušení spočívala v odstranění některých sražení, zaoblení a dalších případných úprav, a to z důvodu zkrácení výpočetních časů programu.

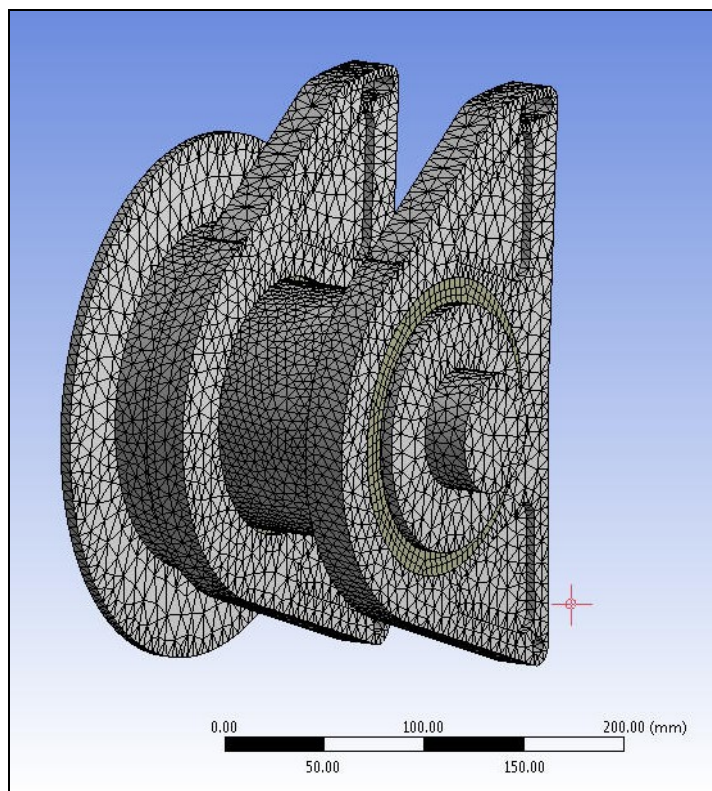
Takto upravené modely byly dále uloženy ve formátu STEP (.stp), který je mimo další formáty, podporován programem Ansys.

4.3.6.2. Založení projektu

Následně jsem v programu Ansys založil nový projekt. Do projektu jsem vložil materiály, z kterých se skládá celá sestava. V tomto případě jsem použil předdefinované materiály. Ocel pro zjednodušené modely ložisek a sestavy diferenciálu a hliníkovou slitinu pro držáky diferenciálu.

Dále bylo nutné nadefinovat spoje mezi jednotlivými součástmi. Zjednodušené modely ložisek jsem pevně uložil do držáků diferenciálu (vazba „bonded“). Poté byla nastavena třecí vazba („frictional“) mezi sestavu diferenciálu a ložiska, která měla reprezentovat vnitřní tření ložisek, se zvoleným součinitelem tření $f = 0,06$. Jako poslední vazba byla nastavena obecná vazba („general“), zamezující pohyb diferenciálu uloženého v ložiscích, a to ve všech osách. Naopak byla povolena rotace diferenciálu kolem vlastní osy.

V další fázi následovalo vygenerování sítě celé sestavy, s velikostí elementu 5mm.



Obr. 36 Síť sestavy

Po získání sítě zbývalo nadefinovat působení zatěžujících sil a podpor. Hlavní zatížení působí od hnacího momentu na rozetu - M_{roz} . Tento moment byl nadefinován pomocí síly, působící na obvodu rozety.

$$F_{roz} = \frac{M_{roz}}{R} = \frac{1400}{0,1326} = 10638,29 \Rightarrow 10638 \text{ [N]} \quad (5)$$

Další zatěžující silou byla váha celé sestavy diferenciálu. Jelikož stále probíhal vývoj některých součástí sestavy diferenciálu, zvolil jsem váhu celé sestavy 5 kg. Tato váha je rozdělena na dva držáky, takže síla od působení váhy sestavy diferenciálu. bude zjednodušeně 25 N v každém z nich.

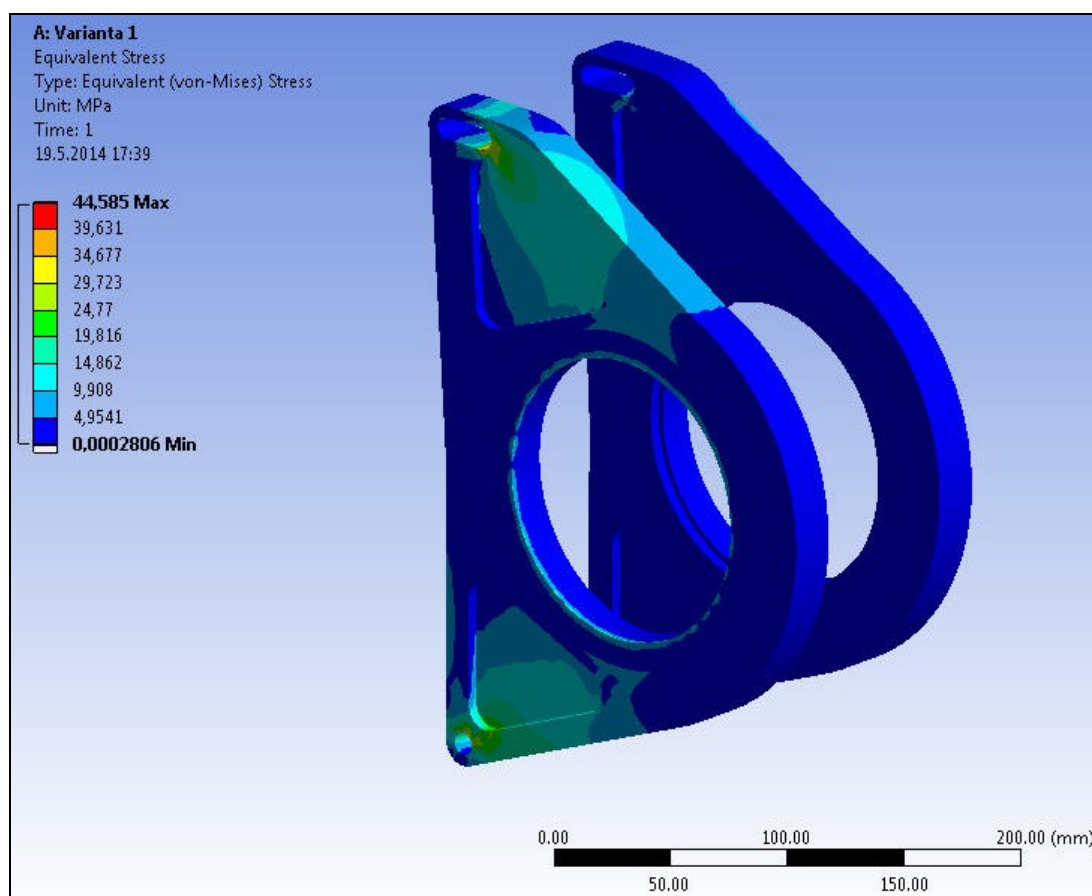
Následně jsem nastavil pevnou podporu v otvorech, určených k uchycení držáků diferenciálu k rámu formule. Zároveň tímto byla definována jedna z možných krajních poloh uchycení držáků, v případě držáků se zvětšenými otvory pro uchycení (otvory umožňující změnu osové vzdálenosti).

V posledním kroku jsem nastavil jaké druhy napětí a deformace chci zjistit. Napětí jsem zvolil ekvivalentní dle von Misesa („Equivalent von Mises“) a celkovou deformaci („total deformation“).

Výše uvedený postup jsem aplikoval na všechny návrhy držáků diferenciálu.

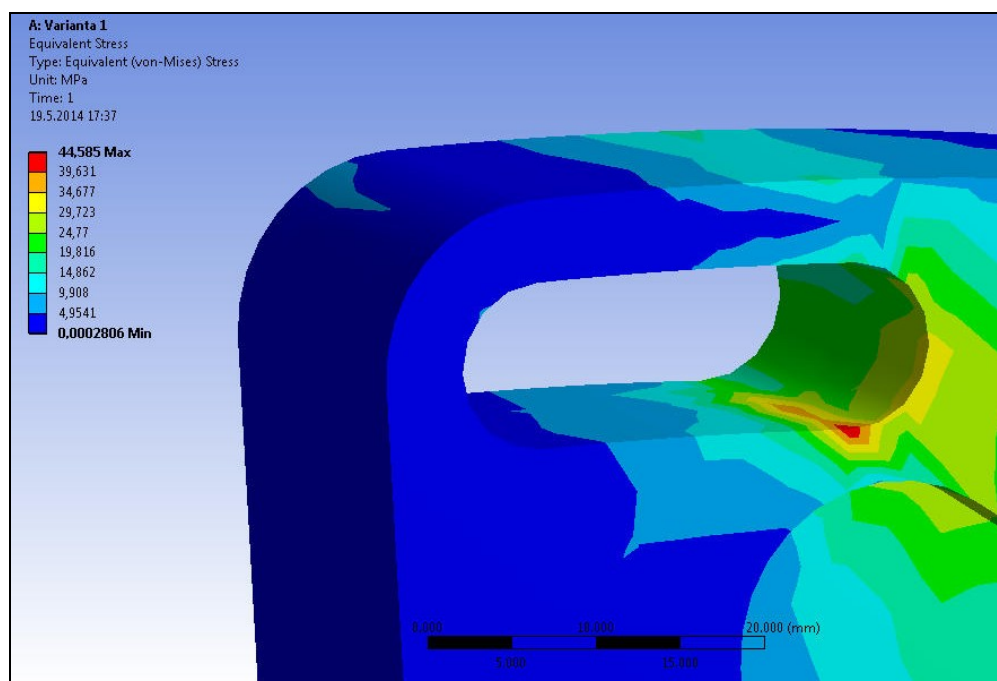
4.3.7. Výsledky pevnostní analýzy

4.3.7.1. Varianta č. 1



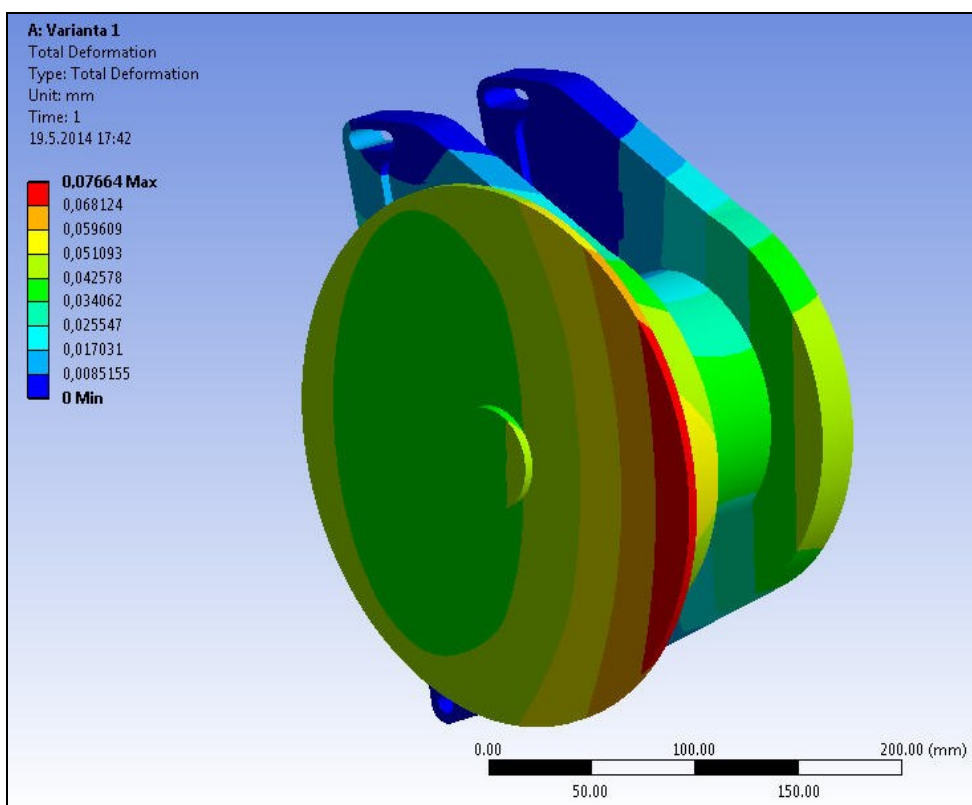
Obr. 37 Ekvivalentní napětí – varianta č. 1

Maximální napětí, jehož hodnota je 44,585 MPa, leží v místě horního uchycení držáku k rámu formule. Jedná se o držák blíže k rozetě.



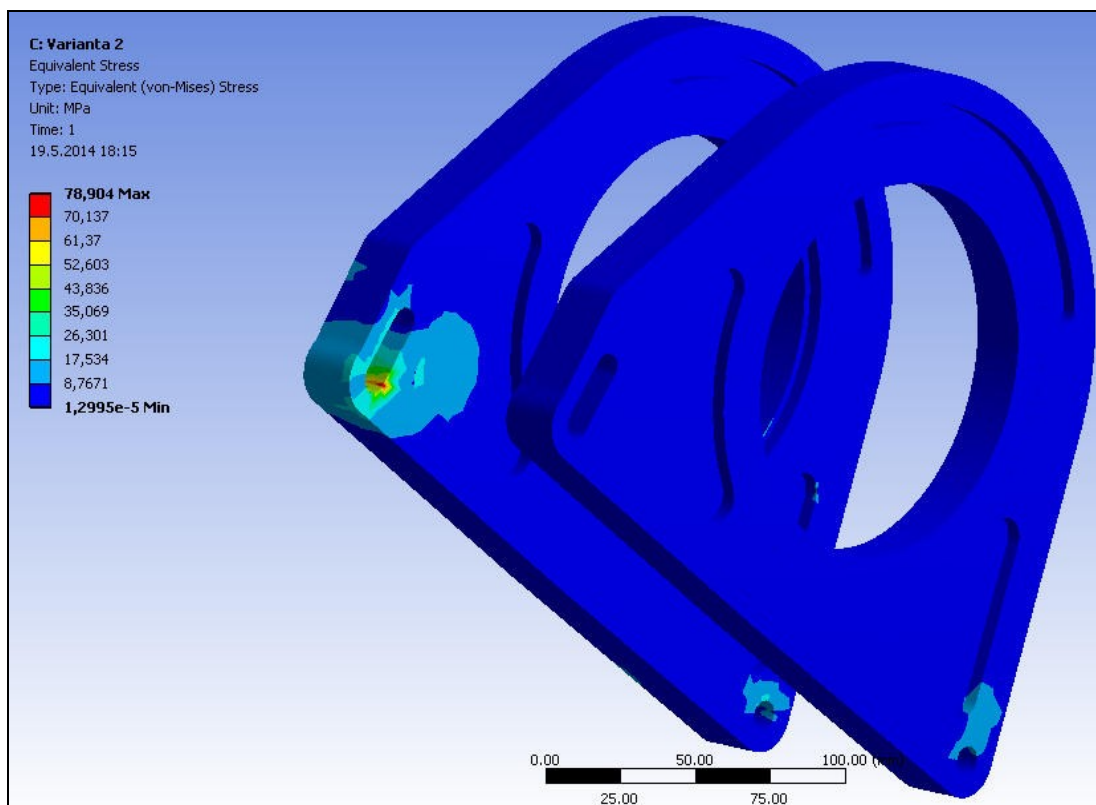
Obr. 38 Detail místa s maximálním napětím – varianta č. 1

Naopak maximální deformace, s hodnotou 0,07 mm, se nachází na rozetě. Na držácích má největší deformace hodnotu přibližně 0,05 mm a plynule navazuje na deformaci rozety.



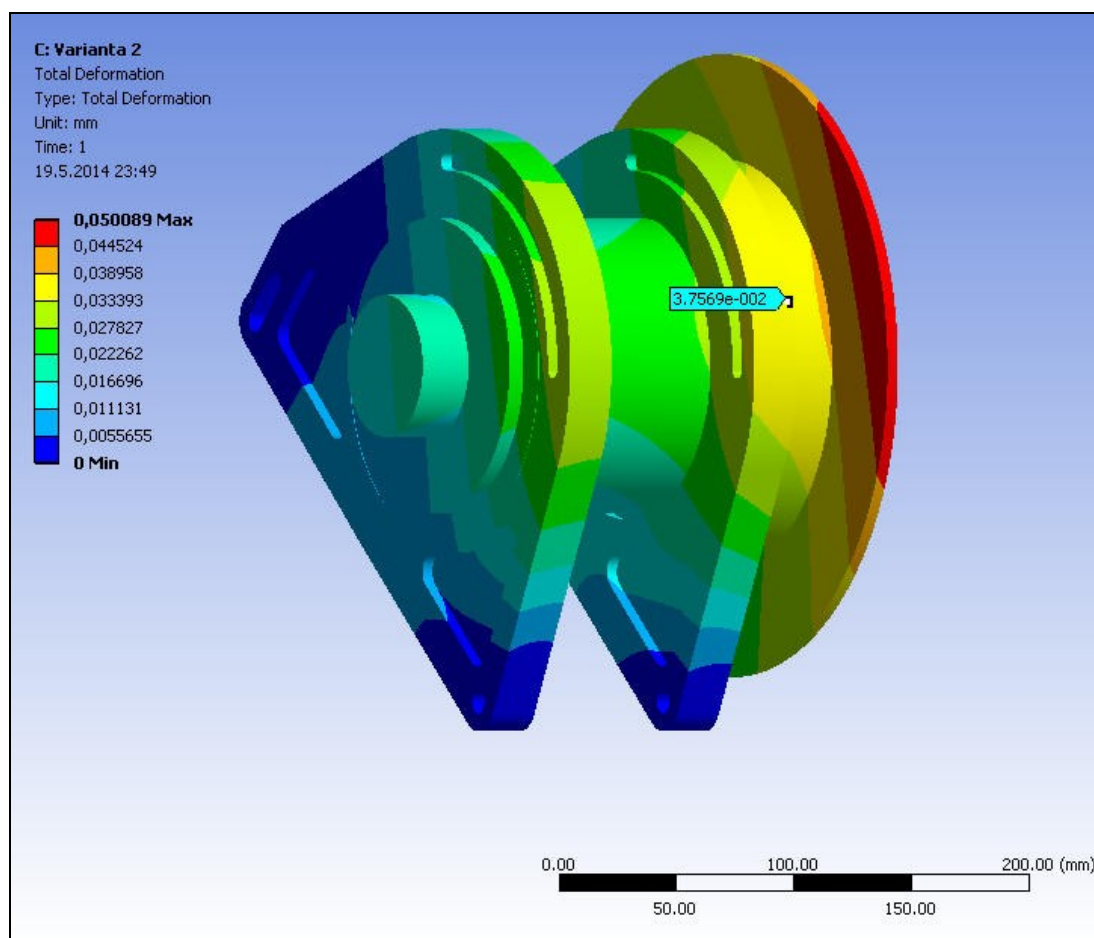
Obr. 39 Deformace – varianta č. 1

4.3.7.2. Varianta č. 2



Obr. 40 Ekvivalentní napětí – varianta č. 2

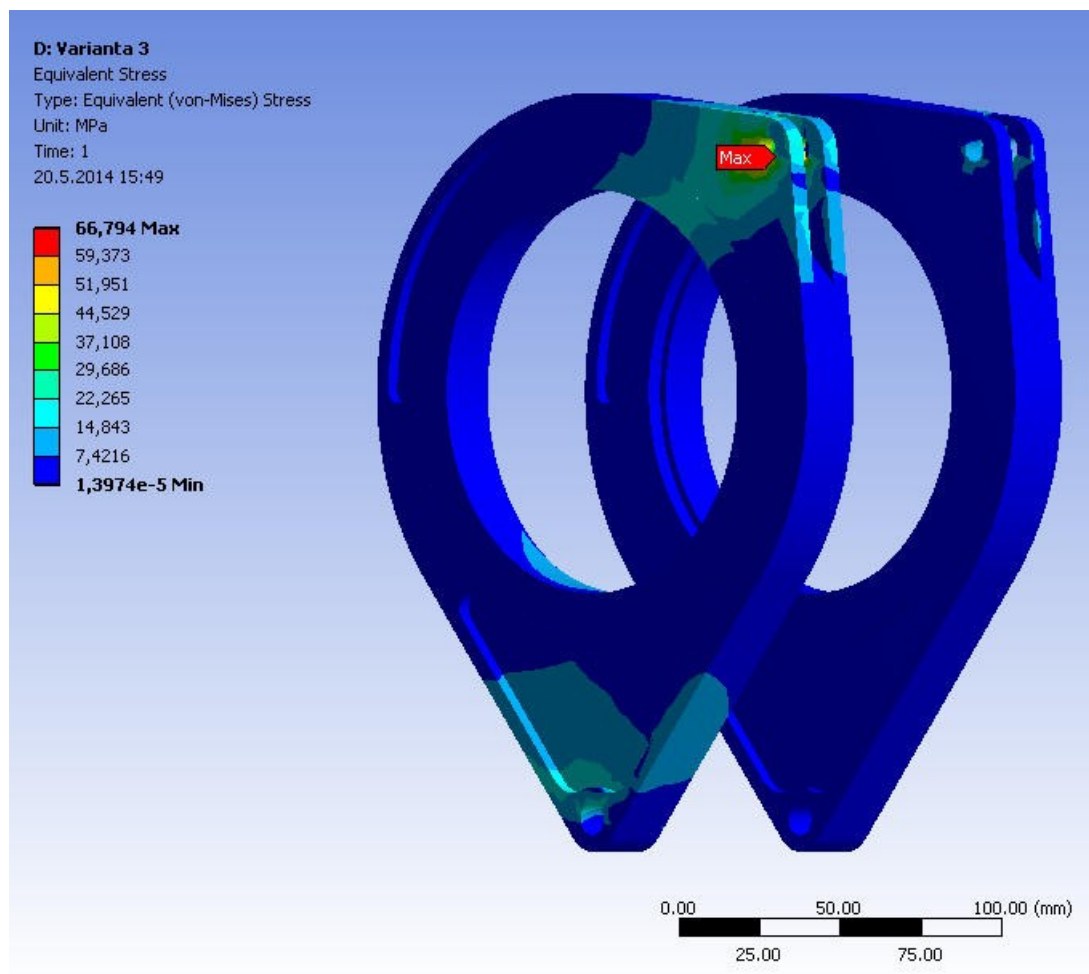
V tomto případě je maximální napětí 78,9 MPa, ale jeho lokalizace je stále stejná, soustřeďuje se v místě horního uchycení držáku k rámu. Opět se jedná o držák blíže rozetě.



Obr. 41 Deformace – varianta č. 2

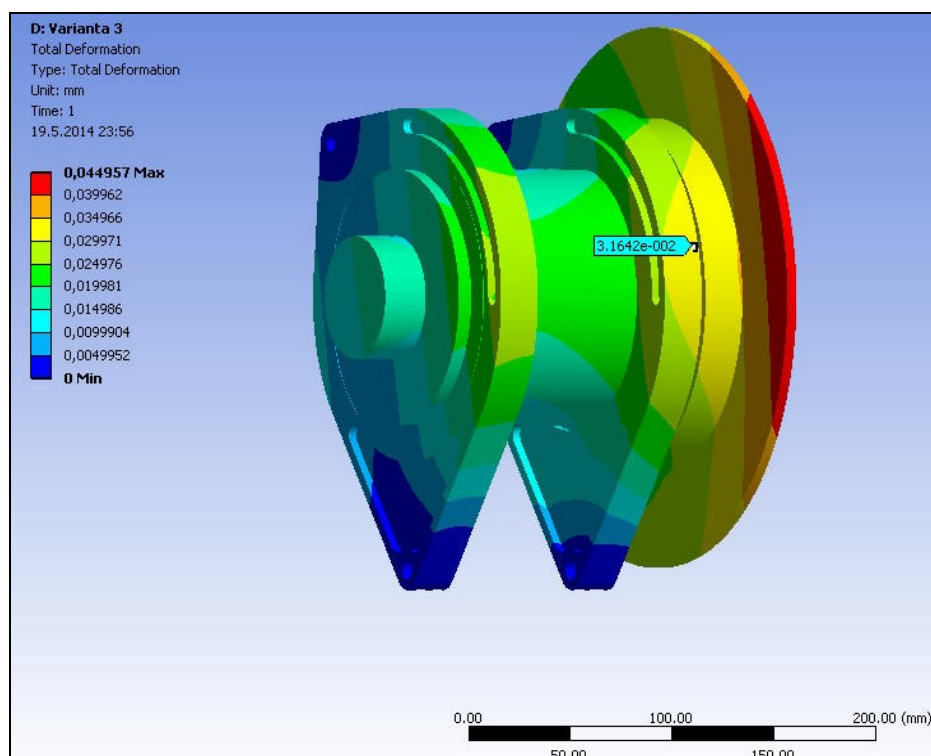
Maximální deformace s hodnotou 0,05 mm, se nachází na rozetě. Největší deformace byla zaznamenána rovněž na držáku blíže rozetě, s hodnotou přibližně 0,04 mm.

4.3.7.3. Varianta č. 3



Obr. 42 Ekvivaletní napětí – varianta č. 3

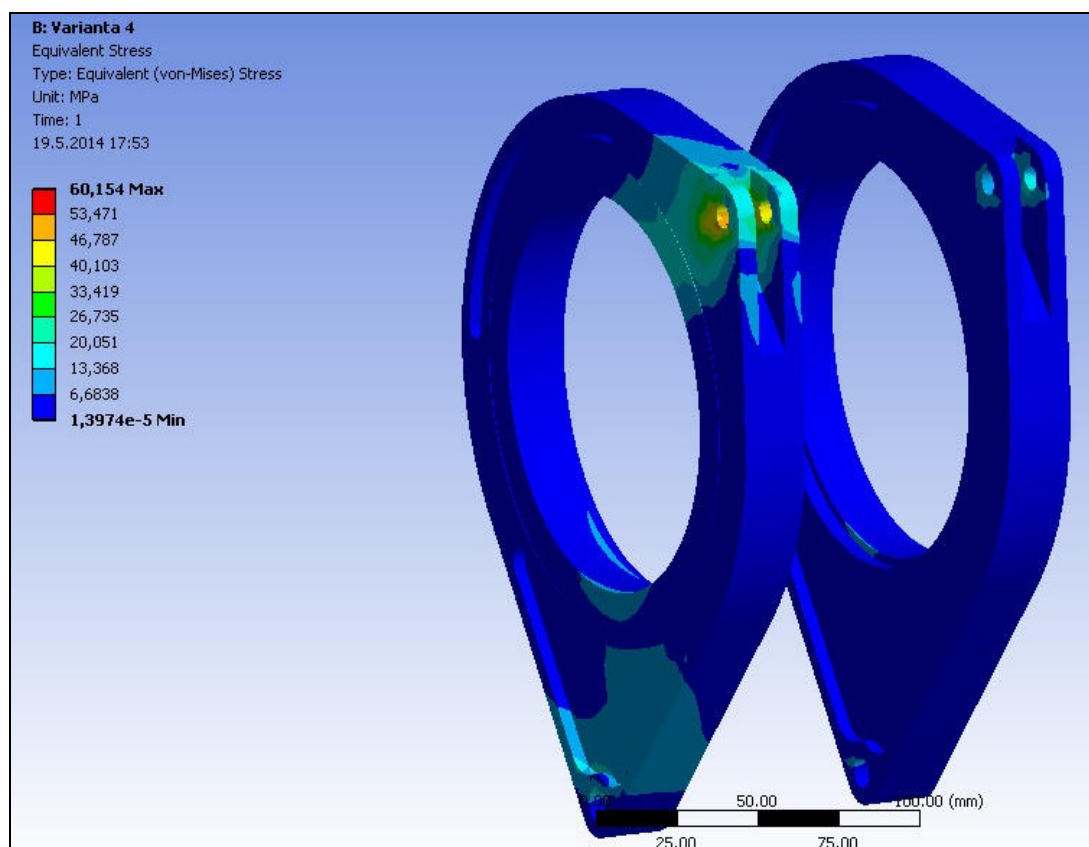
Také u varianty č. 3, je umístění maximálního napětí stejné, s hodnotou 66,79 MPa.



Obr. 43 Deformace – varianta č. 3

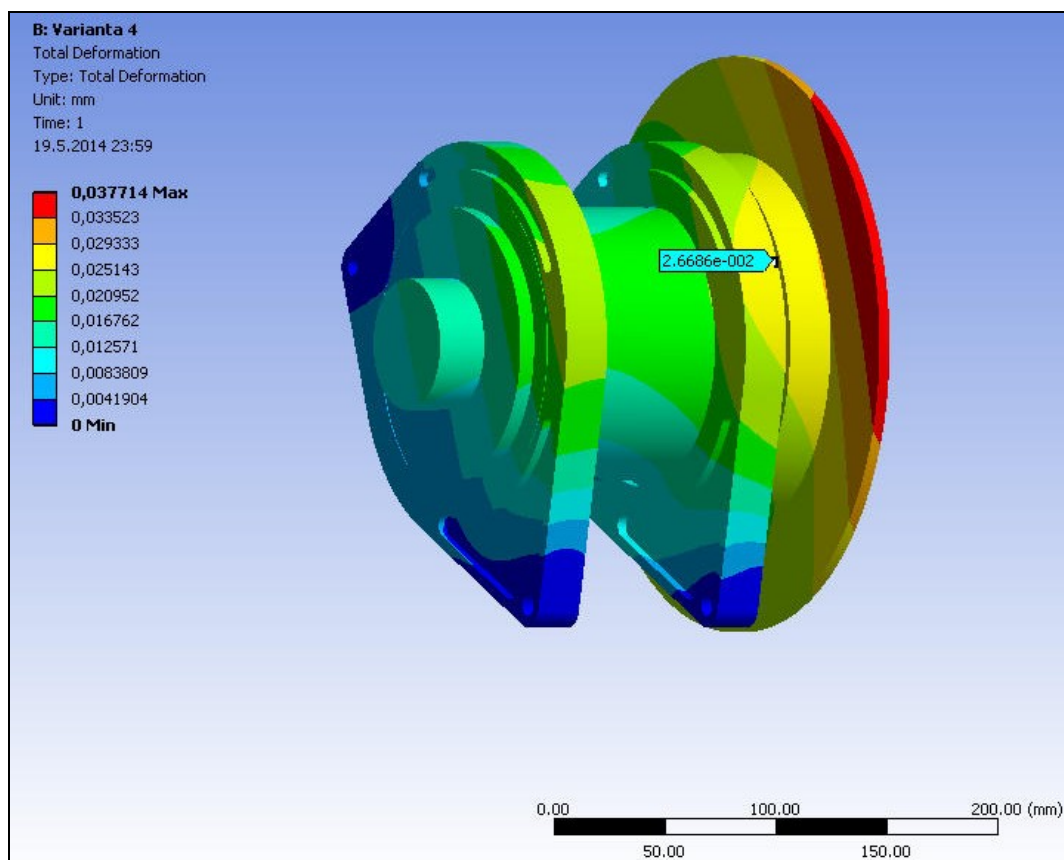
Maximální deformace na rozetě má hodnotu 0,04 mm a největší deformace na držáku (držák blíže rozety) dosahuje hodnoty 0,03 mm.

4.3.7.4. Varianta č. 4



Obr. 44 Ekvivalentní napětí – varianta č. 4

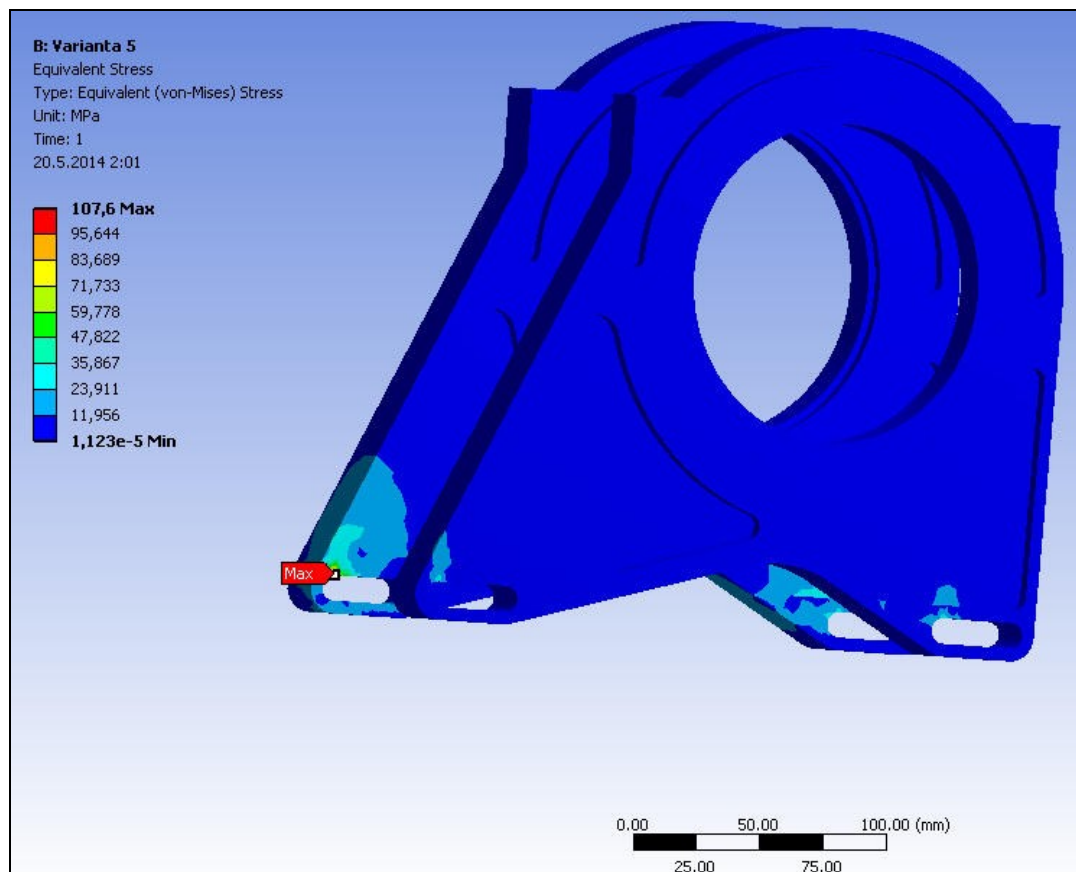
Maximální napětí s hodnotou 60,15 MPa, je opět situováno v místě horního uchycení držáku, který se nachází blíže k rozetě.



Obr. 45 Deformace – varianta č. 4

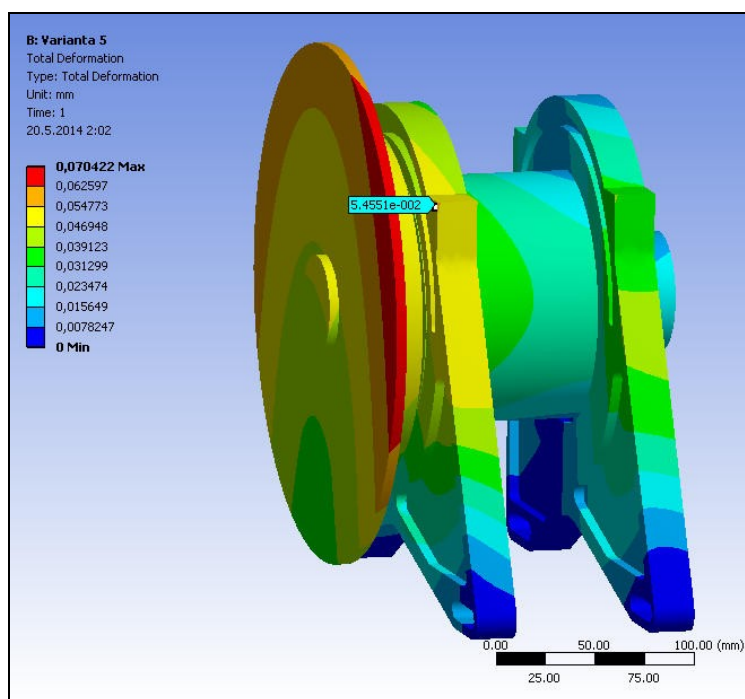
Maximální deformace se nachází na rozetě, s hodnotou 0,04 mm. Největší deformace držáku má hodnotu přibližně 0,03 mm a oblast této deformace je umístěna na držáku blíže rozetě.

4.3.7.5. Varianta č. 5



Obr. 46 Ekvivalentní napětí – varianta č. 5

Tento návrh držáku, je namáhán maximálním napětím 107,6 MPa, a to v místě odpovídající vzdálenějšímu úchytu držáku diferenciálu od rozety.



Obr. 47 Deformace – varianta č. 5

Maximální deformace, nacházející se na rozetě, má hodnotu 0,07 mm a po plynulém přechodu na nejbližší držák diferenciálu, má tato deformace největší hodnotu cca. 0,05 mm.

4.3.8. Vyhodnocení pevnostní analýzy

Z hlediska provedené pevnostní analýzy, se jeví jako nejpříznivější z návrhů varianta č. 1, kde ekvivalentní napětí dosáhlo hodnoty přibližně 44,5 MPa. Problémem této varianty je, že pro její realizaci by bylo nutné vyřešit problém s přidavnou tyčí, umístěnou hned za motorem. (viz. popis jednotlivých variant).

Na druhou stranu, bylo maximální ekvivalentní napětí lokalizováno u všech variant, jen ve velmi malé oblasti, a po určitých úpravách, mohou být i jiné varianty držáků pro použití výhodné.

Celkově ale z analýzy vyplývá, že uvedené návrhy mají poměrně velké rezervy, v souvislosti s množstvím odebraného materiálu pro jejich výrobu. Optimalizace držáků, z hlediska hmotnosti a pevnosti, by byla otázkou volby určitého držáku a jeho následného testování.

5. Návrh uložení hnacích hřídelů

5.1. Analýza současných řešení

Ze strany pravidel SAE nedochází k žádné specifikaci v použití konkrétního řešení hnacích hřídelů a s nimi spojených konstrukčních prvků. Z tohoto důvodu, se u konkurenčních týmů Formula SAE, můžeme setkat s několika variantami, které řeší tuto problematiku.

Mezi nejčastěji používané hnací hřídele u studentských formulí, patří kloubové hřídele. V souvislosti s použitím kloubových hřídelů opět existuje v tomto případě několik variant použitých kloubů.

Ve velké míře jsou používány hvězdicové klouby Tripode a Rzeppovy – Birfieldovy kuličkové klouby. Používají se stejné druhy kloubů, jak pro vnitřní kloubové spojení (spojení s diferenciálem), tak pro vnější kloubové spojení (spojení s kolem). Dále se pak můžeme setkat s různými vzájemnými kombinacemi mezi těmito uvedenými typy kloubů.



Obr. 48 Ukázka uložení hnacích hřídelů a jejich kloubů - Tripode (vnitřní), kuličkové (vnější) [22]

Dalšími zástupci kloubů, používaných pro hnací hřídele studentských formulí, které se často nevyskytují, jsou pružné klouby. Ve většině případů se jedná o pryžové nebo pryžo – tkaninové kotoučové klouby. Jejich výhody a nevýhody byly popsány v teoretické části této práce.



Obr. 49 Použití pružných kotoučových kloubů [23]

Z hlediska uložení hnacích hřídelů jsem se při řešení také setkal s konstrukcí vycházející z provedení tuhé nápravy. V takovém případě odpadají problémy spojené s uchycením ramen nezávislého odpružení, jehož použití ve většině případů prodlužuje celý rám formule. Na druhou stranu není možné použít napínání řetězu změnou osové

vzdálenosti, protože diferenciál i s rozetou v okamžiku propružení mění polohu spolu s celou nápravou.



Obr. 50 Použití tuhé nápravy na formuli SAE [24]

Nyní bych nastínil problematiku samotného uložení hnacích hřídelů. V případě použití kloubových hnacích hřídelů, je většinou jeden konec hnacího hřídele přímo spojen s diferenciálem, který tak zároveň plní jeho podpůrnou funkci. Druhý konec kloubového hřídele, určený k napojení na samotné kolo formule, se obvykle vkládá do příruby hnacího kotouče kola, opatřeného vnitřním drážkováním. Celou tuto sestavu pak nese ložisko uložené v těhlici, která je pak dále připevněná na koncích ramen nezávislého zavěšení kol. Opět existuje mnoho konstrukčních řešení.



Obr. 51 Ukázka těhlice formule SAE [25]

Těhlice jsou většinou vyráběny z lehkých slitin hliníku frézováním, ale můžeme nalézt i těhlice vyrobené svařováním z několika tvarovaných plechových prvků.

Celkově, dle mého názoru, je použití kloubových hřídelů v této aplikaci velmi výhodné, neboť umožňují plynulou změnu polohy hnacích kol, což je jistě žádoucí v souvislosti s charakteristikami tratí, určených pro závody studentských formulí.

5.2. Výchozí podmínky návrhu

Jelikož se konstrukční a návrhové práce týmu Formula Student VŠB – TUO, mimo jiné, zaměřili na realizaci zadních závěsů spolu s uložením hnacích kol a problematiku uložení diferenciálu, mé řešení uložení hnacích hřídelů se zúžilo pouze na návrh poloos.

V souvislosti s návrhem byly k dispozici dva páry poloos. Jeden pár měl vnitřní kloub kuličkový a druhý pár vnitřní kloub Tripode.



Obr. 52 Poloosy

Vnější klouby byly u obou druhů poloos kuličkové, ale s rozdílným výstupním drážkovaným hřídelem.

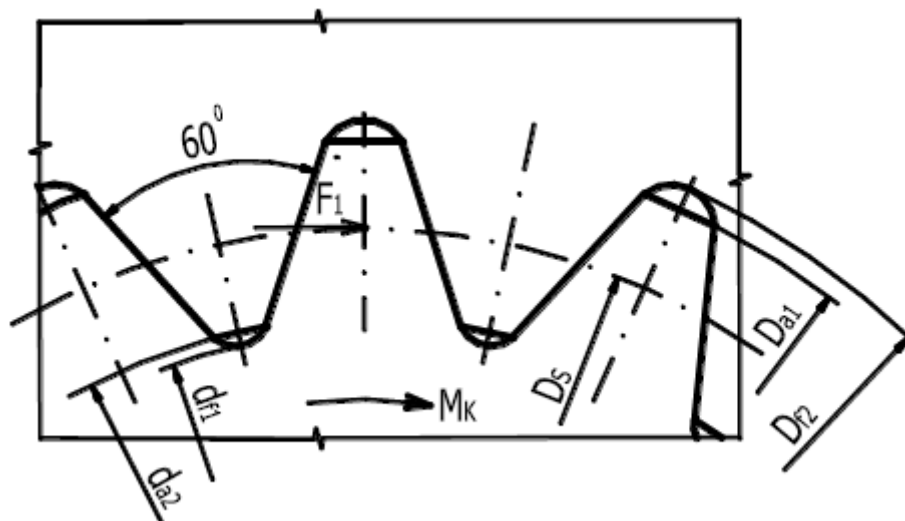
Bylo rozhodnuto zkombinovat oba druhy poloos, a to takovým způsobem, aby byl nahrazen vnitřní kloub Tripode, vnitřním kloubem kuličkovým, nacházejícím se na druhém typu poloosy.

Klíčovým prvkem tohoto návrhu, je zjištění specifikace drážkování pro jednotlivé klouby, které mají rozdílný počet drážek.

Protože se mi nepodařilo zjistit tyto informace, bude následující návrh pouze ukázkový s použitím jemného drážkování dle normy ČSN 01 4933. [27]

5.3. Pevnostní výpočet drážkovaných hřídelů

Jemné drážkování hřídelů, se stejně jako evolventní drážkování, kontroluje na otlacení.



Obr. 53 Působení síly a rozměry jemného drážkování [27]

Při specifikaci drážkování vycházím ze změřených průměrů a délek drážkování hřídelů.

Drážkový hřídel pro vnitřní kuličkový kloub má průměr 31 mm, čemuž dle výše uvedené normy přibližně odpovídá jemné drážkování velikosti 30. Naměřená délka drážkování je 24 mm.

Drážkový hřídel pro vnější kuličkový kloub má průměr 24,2 mm a přibližně tomu odpovídající jemné drážkování velikosti 24. Naměřená délka drážkování $l = 23$ mm.

| Velikost | D [mm] | z [-] | D _{a1} [mm] | D _{a2} [mm] | D _{f1} [mm] | D _{f2} [mm] | R ₁ [mm] | R ₂ [mm] | γ [° ' ''] |
|----------|-----------|-------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|------------------------|------------------------|-----------------------|
| 24 | 22,0 | 34 | 23,9 | 20,8 | 20,76 | 23,76 | 0,25 | 0,15 | 49°24'42'' |
| 30 | 28,0 | 35 | 30 | 26,5 | 26,40 | 30,06 | 0,30 | 0,25 | 49°42'52'' |

tab. 1 Vybrané rozměry jemného drážkování [28]

Nyní je nutné zvolit materiál hřídelů. Pro materiál 41Cr4 (14 140 dle ČSN), je mez pevnosti v tlaku $R_m = 710$ MPa. Pokud si nyní zvolím bezpečnost $k = 3$, jsem schopen vypočítat dovolené napětí v tlaku.

$$p_D = \frac{R_m}{k} = \frac{710}{3} = 236,7 \text{ [MPa]} \quad (6)$$

V tomto okamžiku mám k dispozici všechny údaje, potřebné pro kontrolu drážkování na otláčení.

$$F = \frac{2 \cdot M_{roz}}{0,5 \cdot z \cdot \frac{(D_{a1} + D_{a2})}{2}} = \frac{2 \cdot 1400}{0,5 \cdot 34 \cdot \frac{(0,0239 + 0,0208)}{2}} = 7369 \text{ [N]} \quad (7)$$

$$p = \frac{F}{h \cdot l} = \frac{F}{(D_{a1} - D_{a2}) \cdot l} = \frac{7369}{(23,9 - 20,8) \cdot 23} = 103,35 \text{ [MPa]} \quad (8)$$

Podmínka

$$p < p_D \quad (9)$$

$$103,35 < 236,7 \text{ [MPa]}$$

Navrhnuté jemné drážkování velikosti 24, vyhovuje kontrole na otláčení.

A nyní kontrola na otláčení, pro jemné drážkování velikosti 30.

$$F = \frac{2 \cdot M_{roz}}{0,5 \cdot z \cdot \frac{(D_{a1} + D_{a2})}{2}} = \frac{2 \cdot 1400}{0,5 \cdot 35 \cdot \frac{(0,030 + 0,0265)}{2}} = 5664 \text{ [N]} \quad (10)$$

$$p = \frac{F}{h \cdot l} = \frac{F}{(D_{a1} - D_{a2}) \cdot l} = \frac{5664}{(30 - 26,5) \cdot 24} = 67,43 \text{ [MPa]} \quad (11)$$

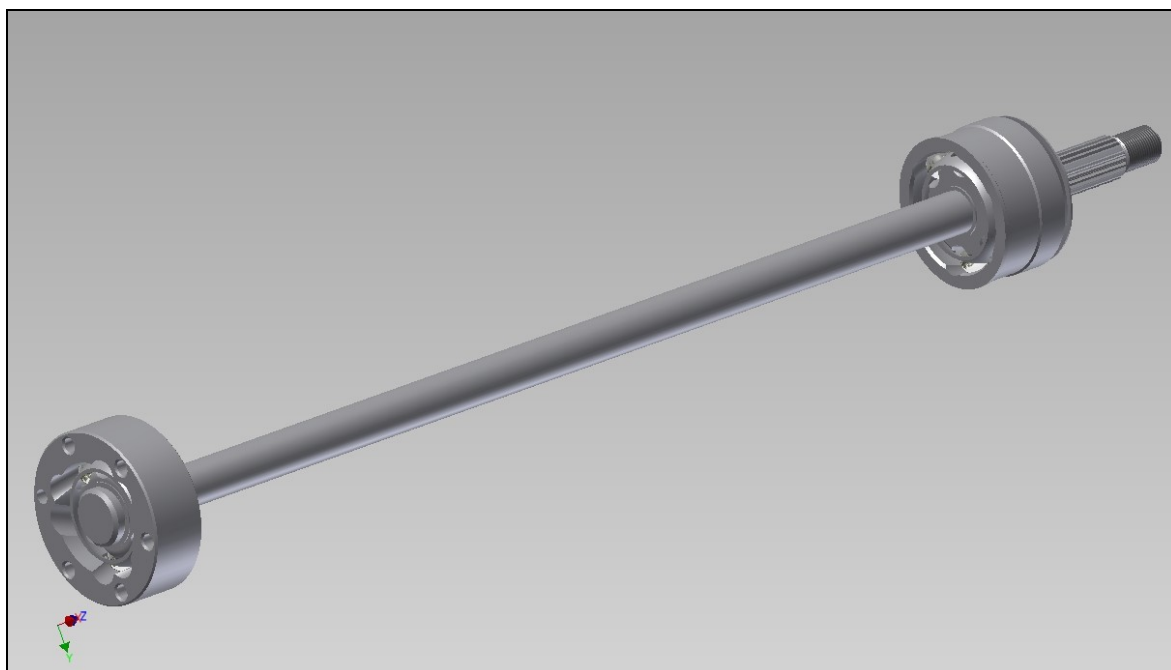
Podmínka

$$p < p_D \quad (12)$$

$$67,43 < 236,7 \text{ [MPa]}$$

I druhé navržené jemné drážkování velikosti 30, vyhovuje kontrole na otláčení. [27], [28], [29]

Dále pak jsem z reálných rozměrů kloubů, v souvislosti s původním záměrem, vytvořil model celé poloosy.



Obr. 54 Ukázka modelu poloosy

6. Závěr

Cílem této diplomové práce, byl návrh uložení diferenciálu a hnacích hřídelů, určených pro prototyp studentské formule.

Celkem bylo vypracováno 5 variant uložení diferenciálu, z nichž dvě řešení používala stejné držáky diferenciálu. Každá z variant byla následně podrobena pevnostní analýze, se záměrem zjištění slabých míst těchto návrhů.

Z pevnostní analýzy vyplynulo, že všechny držáky mají stejně situované slabé místo v uchycení držáku k rámu formule. Přesněji se jednalo vždy o držák, nacházející se blíže k rozetě. Ovšem naměřená napětí se pohybovala v rozmezí od 44 do přibližně 100 MPa, což nejsou příliš vysoké hodnoty. To má souvislost s poměrně vysokou materiálovou náročností spojenou s návrhy všech držáků. V tomto ohledu mají všechny držáky velkou rezervu, co se týká tvaru a hmotnosti, jak je patrné z velikostí modrých ploch, které nám mohou být vodítkem, při hledání zmíněných rezerv.

Další část návrhu se měla věnovat uložení hnacích hřídelů. Z důvodu pokračujících prací na uložení diferenciálu a jeho budoucím napojení na poloosy a s hotovým uložením hnacích kol, byla moje práce zúžena pouze na návrh uvedených poloos.

Zmíněný návrh poloos vycházel ze dvou párů poloos, které byly k dispozici. Oba páry byly rozdílné pouze ve výstupních hnacích hřídelích a vnitřních kloubech. Na jednom páru poloos, na pozici vnitřních kloubů, se nacházely klouby Tripode a na druhém páru poloos kuličkové klouby. Záměrem bylo zkombinovat oba typy poloos. Výsledkem by měla být poloosa, používající na vnitřní straně i na vnější straně kuličkový kloub, ale s požadovaným výstupní rozměrem hřídele a počtem drážek.

Celý návrh drážkového hřídele zkrachoval v souvislosti s hledáním rozměrů drážkování, které jsou nutné pro správný návrh.

Nakonec jsem provedl návrh s použitím normovaného jemného drážkování.

Jelikož je studentská formule stále ve fázi vývoje, jsou výše uvedené návrh spíše informativního charakteru, ale mohou sloužit jako vodítka k hledání nových řešení.

7. Seznam použitých zdrojů

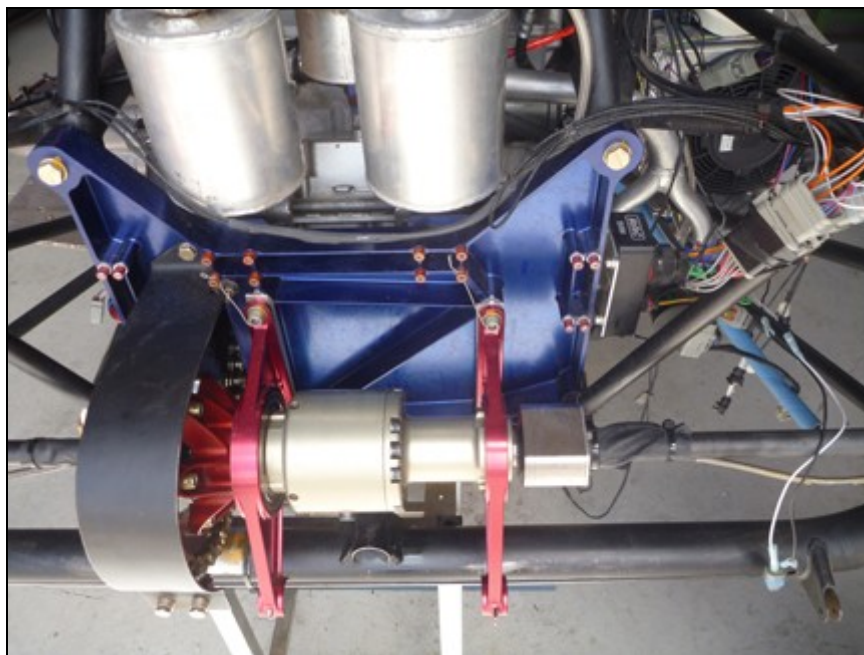
- [1] *Pravidla Formule SAE* [online]. [cit. 2014-03-10]. Dostupné z:
http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2014_fsae_rules.pdf
- [2] JAN, Zdeněk a kol. *Automobily 2: převody*. 2. vyd. Brno: AVID, 2007, 144 s.
ISBN 978-80-87143-04-9
- [3] *Jak funguje diferenciál* [online]. [cit. 2014-03-12]. Dostupné z:
<http://www.svetformule.cz/clanek/132-Jak-funguje-diferencial>
- [4] MATĚJKA, Rostislav. *Vozidla silniční dopravy II*. 1994. vyd. Vysoká škola
dopravy a spojov v Žilině. ISBN 80-7100-074-4
- [5] <http://www.garagefrs.com/tomei-technical-trax-advance-lsd/>
- [6] <https://blogs.dal.ca/formulaSAE/category/design/>
- [7] Grabcad [online]. [cit. 2014-03-14]. Dostupné z: <http://grabcad.com/library/torsen-differential#>
- [8] KOZÁK, O. Diferenciály osobních automobilů. Brno: Vysoké učení technické v
Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 33 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing.
Zdeněk Kaplan, CSc. Dostupné z:
https://dspace.vutbr.cz/bitstream/handle/11012/2351/Kozak.O_Diferencialy_2010.pdf?sequence=1
- [9] 4shared [online]. [cit. 2014-03-14]. Dostupné z:
<http://dc339.4shared.com/doc/cilnPjcg/preview.html>
- [10] Eaton [online]. [cit. 2014-03-14]. Dostupné z:
http://www.eaton.com/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@per/documents/content/ct_128311.pdf
- [11] VLK, František. *Převody motorových vozidel*. 1. vyd. Brno: Prof.Ing.František Vlk,
DrSc, 2006, 371 s. ISBN 80-239-6463-1
- [12] Ford [online]. [cit. 2014-03-15]. Dostupné z:
<http://www.ford.ie/CommercialVehicles/TransitChassisCab/Top-Features>
- [13] Wikipedia [online]. [cit. 2014-03-15]. Dostupné z:
http://cs.wikipedia.org/wiki/Vl%C3%A1knov%C3%A9_kompozity

- [14] Estore-central [online]. [cit. 2014-03-15]. Dostupné z: <http://www.estore-central.com/bmw-parts-catalog/E61-530d-M57N/Touring/Drive-Shaft/Drive-Shaft-Cen-Bearing-Const-Vel-Joint/>
- [15] News.thomasnet [online]. [cit. 2014-03-17]. Dostupné z: <http://news.thomasnet.com/fullstory/Universal-Joint-Couplings-reduce-downtime-to-minutes-527940>
- [16] Frankfurt-rhein-main [online]. [cit. 2014-03-17]. Dostupné z: <http://www.frankfurt-rhein-main.net/node/106>
- [17] Rallyanarchy [online]. [cit. 2014-03-17]. Dostupné z: <http://www.rallyanarchy.com/phorum/read.php?5,77442>
- [18] Sgf [online]. [cit. 2014-03-19]. Dostupné z: <http://www.sgf.de/de/sgf-sueddeutsche-gelenkscheibenfabrik/produkte/fadenarmierte-gelenkscheiben/standard-gelenkscheiben.html>
- [19] Popscreen [cit. 2014-03-19]. Dostupné z: http://www.partsgeek.com/grm16t1-bmw-30cs-drive-shaft-flex-joint.html?utm_source=pricegrabber&utm_medium=pf&utm_content=wc&utm_campaign=PartsGeek+Pricegrabber&fp=pp&utm_term=BMW+Drive+Shaft+Flex+Joint
- [20] Orgs.up.edu [cit. 2014-03-25]. Dostupné z: <http://orgs.up.edu/sae/sae/FSAE%20Posted%20Files/University%20of%20Portland%20FSAE/Competition%202004/slides/Chain%20tensioner.html>
- [21] Fsaе [online]. [cit. 2014-04-10]. Dostupné z: <http://www.fsaе.com/forums/showthread.php?1671-WWU-Diff.-Mounting-to-Transmission>
- [22] Me.udel [online]. [cit. 2014-04-11]. Dostupné z: http://www.me.udel.edu/old-meeg401/10/FSAE-drivetrain_final-presentation.pdf
- [23] Fsaе [online]. [cit. 2014-04-11]. Dostupné z: <http://www.fsaе.com/forums/showthread.php?7188-non-CV-cars>
- [24] img705.imageshack [online]. [cit. 2014-04-11]. Dostupné z: <http://img705.imageshack.us/img705/4931/dsci0052b.jpg>
- [25] Odufsae [online]. [cit. 2014-04-13]. Dostupné z: <http://www.odufsae.com/about.html>

- [26] GALVAS, J. : : diplomová práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2014, s. Vedoucí práce: Ing. Michal Richtář
- [27] KALÁB, K.: *Návrh a výpočet spojů pro přenos krouticího momentu z hřídele na náboj: vysokoškolská příručka*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2011. Dostupné z: <http://www.347.vsb.cz/files/kal01/prirucka-spojehridelnaboj.pdf>
- [28] Prirucka.bolzano [online]. [cit. 2014-05-15]. Dostupné z: http://prirucka.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/techprirI/tycovaocel/EN10083/Prehled_vlast_41Cr4/
- [29] GSCHEIDLE, Rolf. *Tabulky pro automechaniky: tabulky, vztahy, přehledy, normalizované postupy : matematika, vedení podniku, základní odborné znalosti, materiály, technické kreslení, odborné znalosti, elektrické vybavení, předpisy*. Překlad Jiří Handlíř. Praha: Europa-Sobotáles, 2009, 496 s. ISBN 978-80-86706-21-4.

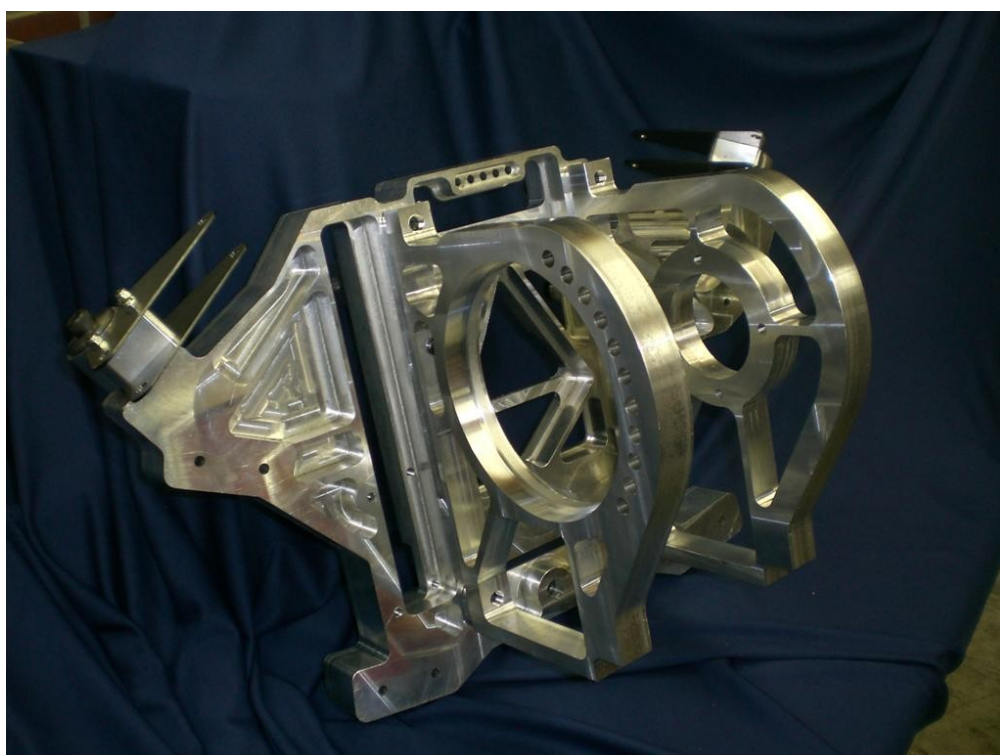
8. Přílohy

Příloha A



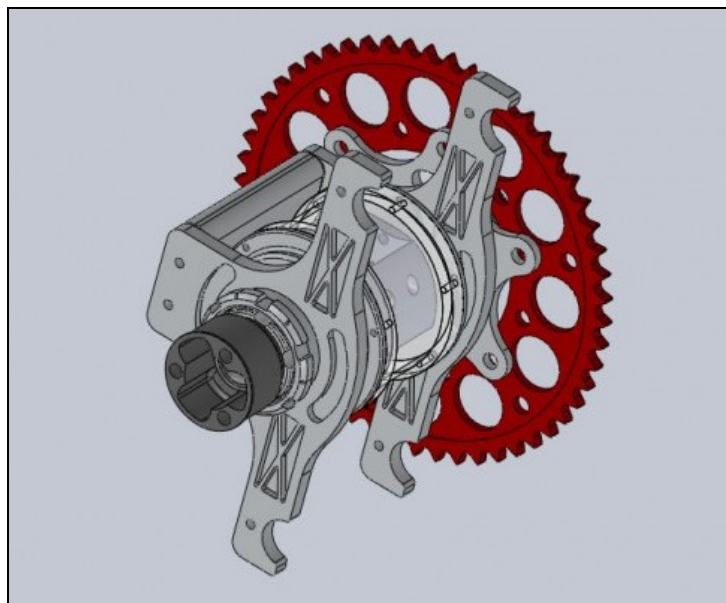
Obr. 55 Držáky diferenciálu - University of New South Wales (Austrálie) []

Příloha B



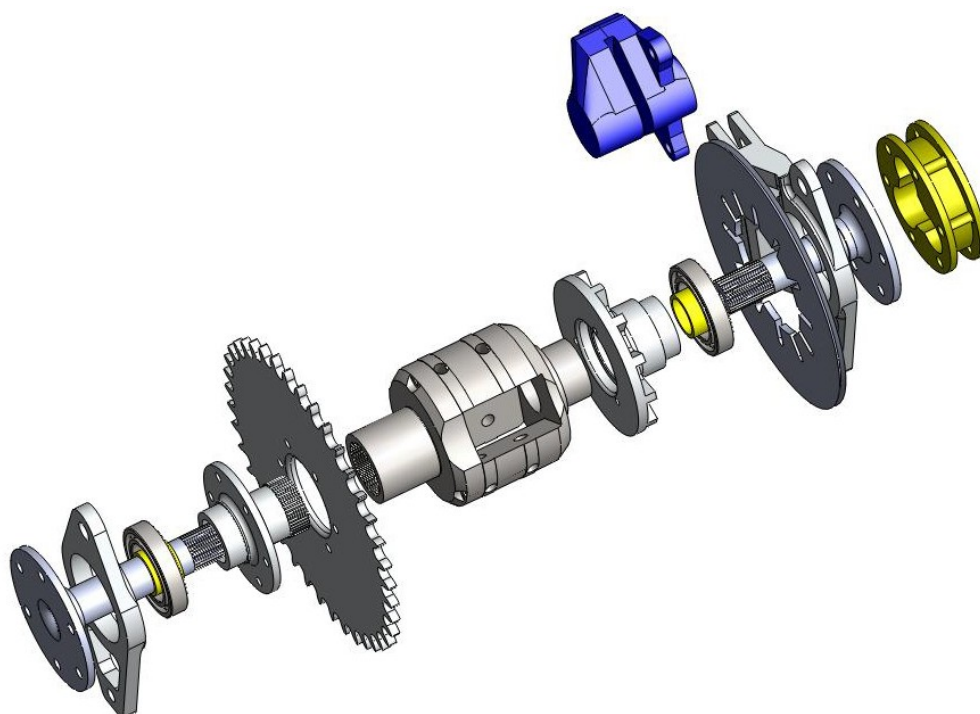
Obr. 56 Držáky diferenciálu - University of Adelaide (Austrálie) []

Příloha C



Obr. 57 Držáky diferenciálu - Arizona State University (USA)

Příloha D



Obr. 58 Držák diferenciálu - California Polytechnic State University (USA)

9. Seznam příloh na CD

Příloha A Modely jednotlivých držáků: - držák diferenciálu.ipt

- držák diferenciálu – varianta 2.ipt

- držák diferenciálu – varianta 3.ipt

- držák diferenciálu – varianta 4.ipt

- držák diferenciálu – varianta 5.ipt

Příloha B Model poloosy: - poloosa.iam